

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН
ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АБУ РАЙХАНА БЕРУНИ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ФАКУЛЬТЕТ
КАФЕДРА «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА»**

На правах рукописи

Камилов Рустам Абдумурадович

**РАЗРАБОТКА КОНДЕНСАЦИОННЫХ УТИЛИЗАТОРОВ
УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ
ИСТОЧНИКОВ**

Специальность:
5А 310 104 – Теплоэнергетика

**Диссертация
на соискание ученой степени магистра**

Научный
руководитель –
Доц., к.т.н., Анарбаев А.И.

Ташкент 2014 г.

Оглавление:

| | |
|--|----|
| Введение. | 4 |
| Глава 1. Повышение энергосбережения в теплогенерирующих установках за счет конденсационных теплоутилизаторов..... | 6 |
| 1.1. Обзор мирового опыта в области конденсационных утилизаторов | 6 |
| 1.2.Конструкция конденсационных котлов поверхностного типа..... | 10 |
| 1.3.Конструкция конденсационных котлов контактного типа..... | 15 |
| Глава 2. Анализ тепловых процессов в котлах. | 17 |
| 2.1. Определение теплоты конденсации и коэффициента полезного действия в конденсационных котлах..... | 17 |
| 2.2. Алгоритм расчета процессов тепло – и массообмена при байпасирования части горячих газов..... | 28 |
| 2.3.Алгоритм расчета термических напряжений элементов дымовой трубы..... | 34 |
| Глава 3. Оптимизация режимов работы и конструктивных параметров конденсационных утилизаторов..... | 38 |
| 3.1 Математическое моделирование тепло - и массообменных процессов при глубоком охлаждении продуктов сгорания..... | 38 |
| 3.2. Моделирование конструктивных параметров конденсационного утилизатора..... | 43 |
| Заключение..... | 57 |
| Список использованной литературы..... | 58 |
| ПРИЛОЖЕНИЕ..... | 61 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы

В соответствии с ПОСТАНОВЛЕНИЕМ ПРЕЗИДЕНТА Республики Узбекистан И.КАРИМОВА от 12 марта 2009 года N ПП-1072 "О Программе мер по реализации важнейших проектов по модернизации, техническому и технологическому перевооружению производства на 2009-2014 годы" дальнейшее развитие утилизационных устройств для генерирующих мощностей является актуальным.

Анализ работы газифицированных теплогенерирующих установок показывает, что одним из путей существенного повышения коэффициента использования топлива (к.и.т.) является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (КТ). В этом случае повышение к.и.т. установки на 1 % осуществляется за счет снижения температуры уходящих газов на 2-4 °С. В КТ наряду с охлаждением продуктов сгорания происходит снижение содержания в уходящих газах оксидов азота.

Охлаждение дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах ниже точки росы снижает их влагосодержание, но не исключает возможности конденсации остаточных водяных паров в наружных газоходах и в дымовой трубе. Отсутствие фундаментальных исследований в этой области не позволяет принять правильное решение в практике проектирования КТ и вызывает неуверенность эксплуатационного персонала в возможности широкого использования КТ для повышения экономичности ТГУ. Основная задача состоит в определении параметров, при которых обеспечивается надежная эксплуатация наружных газоходов и дымовых труб, отводящих в атмосферу охлажденные и частично осушенные в КТ продукты сгорания.

Целью диссертационной работы разработка методики расчета параметров конденсационного утилизатора для температурных режимов уходящих газов в газоходе теплоисточника.

Для достижения поставленной цели в работе планировались следующие **научно – технические задачи**:

1. Выполнить анализ существующих конструкций конденсационных утилизаторов.
2. Изучить температурные режимы уходящих газов в газоходе теплоисточников.
3. Разработать принципиальные схемы конденсационных утилизаторов для размещения их в газоходе теплоисточника.
4. Установить аналитические и аппроксимационные зависимости для расчета конструктивных параметров конденсационного утилизатора.

Объектом исследования является системы утилизации тепла уходящих газов теплоисточников.

Апробация работы. Работа доложена на конференции ТГТУ в октябре 2013 года. Опубликована статья в журнале “Проблемы энерго- и ресурсосбережения ” за 2013 г.

Объем работы. Работа состоит из введения, трех глав, заключения и списка использованных источников из 29 наименований и изложена на 65 стр. машинописного текста содержащих 15 рисунков и 8 таблиц.

На защиту выносятся: результаты исследований по моделированию конструктивных параметров конденсационных утилизаторов.

Научная новизна:

1. Расчетное выражения для определения теплотехнических параметров конденсационного утилизатора.
2. Расчетное выражение для определения температуры уходящих газов в газоходе котла и возникающих при этом напряжений.

3. Предлагаемая схема расположения конденсационного теплообменника в газоходе с байпасным выходом
4. Расчетное выражение для определения изменения относительной влажности кондиционируемого воздуха при обработке его в сухих воздухоохладителях.
5. Расчетное выражение для определения ширины ребра конденсационного утилизатора

Практическое значение работы:

Практическая реализация полученных результатов позволяет создать методику для проектирования конденсационных утилизаторов применительно к имеющимся газоходам теплоисточников.

ГЛАВА 1

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВКАХ ЗА СЧЕТ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ.

1.1 Обзор мирового опыта в области конденсационных утилизаторов

Газифицированные котельные имеют сравнительно высокие технико-экономические показатели, в связи с отсутствием при сжигании природного газа потерь теплоты в результате механической неполноты сгорания, близостью к нулю химической неполноты сгорания и весьма небольшой потерей теплоты в окружающую среду. Потери теплоты с уходящими газами значительны и в котлах без хвостовых поверхностей могут достигать 25 %.

С этой целью все большее распространение получают конденсационные теплоутилизаторы (КТ) контактного и поверхностного типов, позволяющие охлаждать уходящие дымовые газы ниже точки росы и дополнительно полезно использовать скрытую теплоту конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров. При сжигании газа точка росы продуктов сгорания равна 55-60 °С. Эффективность применения КТ для утилизации теплоты продуктов сгорания природного газа объясняется повышенным содержанием в них водяных паров и высоким качеством выделяющегося из продуктов сгорания конденсата (обессоленной воды). Этот конденсат после дегазации (удаления растворенных в нем CO₂ и O₂) используется в качестве питательной воды котлов.

В настоящее время газовые конденсационные поверхностные отопительные котлы и экономайзеры весьма широко распространены в Голландии, Франции, Германии, Швейцарии, Великобритании, США, Канаде, Италии. Выпуском их занято большее число фирм Германии, Швейцарии, Голландии и США.

В США начаты освоение и выпуск поверхностных конденсационных экономайзеров для паровых котлов. В котельной фирмы «Тимкен» испытан поверхностный экономайзер, установленный за котлом паропроизводительностью 20 т/ч. Температура газов на входе в экономайзер 200° С, на выходе из него 45° С. Вода в экономайзере (22 т/ч) нагревается с 17 до 46 °С.

Теплопроизводительность экономайзера более 1,1 Гкал/ч, срок окупаемости 1,5 года.

В этих котлах поверхность конденсационных блоков изготовлена из алюминиевых труб. Горячая вода использовалась в системах отопления с перепадами температур 90-70 ° С и 80-60 ° С. В холодное время года конденсация водяных паров из продуктов сгорания не происходила, выпадение конденсата имело место в начале и в конце работы системы отопления, то есть в октябре и в марте, когда температура обратной воды в системе отопления была ниже точки росы.

Результаты испытаний группы конденсационных отопительных котлов производительностью от 0,02 до 0,3 Гкал/ч, обслуживающих низкотемпературные системы отопления (38-30 °С и 65-50 °С). Отмечено, что при правильном режиме эксплуатации котла конденсат практически полностью выпадает на его холодных поверхностях, а не в дымовой трубе, хотя конденсация остаточных паров в ней не исключена. Средний КПД этих котлов по отношению к низшей теплоте сгорания газа составлял 96,4-99,3 %, экономия топлива достигала 15 %. При снижении температуры обратной воды до 20 °С экономия топлива увеличивалась до 25-30 %. Установлено, что для систем низкотемпературного отопления оптимальная температура горячей воды равна 50°С. В этих же исследованиях определено, что рН конденсата составляет 3,5-4,3.

Так на примере Ульяновской ТЭЦ установка одной секции калорифера позволяет повысить производительность котла ДЕ-10-14 ГМ

на 7-8 %. Температура газов на входе в экономайзер составляла 120-34 °С, параметры нагреваемой воды - 5-22 °С. Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплоутилизатором преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания без замены дымососа. Результаты натурных испытаний теплоутилизатора на базе биметаллического калорифера КСк-4-11-02 ХЗЛ. Натурные испытания позволили впервые получить зависимость коэффициента теплоотдачи утилизатора от скорости газов в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания.

Выводы:

Изучение научных работ отечественных и зарубежных авторов в области утилизации теплоты уходящих дымовых газов в газифицированных котельных позволяет сделать следующие основные выводы.

1) Глубокое охлаждение уходящих дымовых газов получает все более широкое распространение, что обусловлено энергосбережением и снижением вредных выбросов в атмосферу. Для этой цели используют контактные и контактно-поверхностные теплоутилизаторы-экономайзеры, контактные теплообменники с активной насадкой (КТАНЫ) и конденсационные поверхностные теплообменники.

2) По простоте конструкции и изготовления преимущество имеют конденсационные поверхностные теплообменники. По интенсивности теплообмена, компактности, аэродинамическому сопротивлению оба типа теплообменников (поверхностные и контактные) примерно равноценны. С точки зрения экологической контактные экономайзеры имеют преимущества перед конденсационными поверхностными теплообменниками.

3) По качеству нагретой воды преимущество за поверхностными теплообменниками и КТАНами, поскольку нагретая вода и газы в них не контактируют друг с другом. В связи с этим они могут быть

применены для нагрева воды в низкотемпературных системах отопления ($t_0 = 30-40$ °С).

4) Охлаждение дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах ниже точки росы резко снижает их влагосодержание, но не исключает возможности конденсации остаточных водяных паров в газоходах и дымовой трубе, особенно в холодное время года. Имеются два приемлемых пути обеспечения надежной работы газового тракта после конденсационного теплоутилизатора: покрытие внутренних поверхностей газоходов и дымовой трубы защитной гидроизоляцией; предотвращение конденсатообразования за счет подогрева продуктов сгорания после теплоутилизатора.

5) Экономически весьма эффективные схемы применения в газифицированных котельных контактных теплообменников разработаны НИИ санитарной техники и оборудования зданий (г. Киев) и Ульяновским государственным техническим университетом. Наличие в таких котельных контактных воздухоподогревателей и контактных экономайзеров позволяет одновременно уменьшить расход топлива и отказаться от применения химводоочистки при возврате из системы теплоснабжения более 66 % конденсата.

6) В настоящее время контактные теплоутилизаторы-экономайзеры эксплуатируются на Московской ГЭС, Первоуральской ТЭЦ, Челябинской ГРЭС, Бердичевской электростанции, на ТЭЦ Горнохимического комбината Украины, а также на ряде промышленных и отопительных котельных России и стран бывшего СССР. Контактные теплообменники с активной насадкой КТАНЫ-утилизаторы работают на ряде предприятий стран Прибалтики, а положительный опыт внедрения конденсационных поверхностных теплоутилизаторов получен институтом Сантехпроект и Ульяновской ТЭЦ.

1.2 Конструкция конденсационных котлов поверхностного типа.

Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы до последних лет использовались в основном только контактные теплообменники. Применение контактных теплообменников обеспечивает развитую поверхность и высокую интенсивность теплообмена, превышающую на порядок коэффициенты теплоотдачи при конвективном теплопереносе. Однако при этом нагреваемая контактным способом вода поглощает из продуктов сгорания углекислоту и кислород и может приобретать коррозионно-агрессивные свойства. Для предупреждения коррозии необходимо производить термическую деаэрацию воды в атмосферных термических или вакуумных деаэраторах. В первом случае нужно нагревать воду до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ паром, что требует установки в котельной паровых котлов. Системы с вакуумной деаэрацией сложны и не получили широкого распространения. Необходимость деаэрации нагретой контактным способом воды может в ряде случаев затруднить ее использование.

Радикальным способом устранения этих затруднений является использование для глубокого охлаждения уходящих газов конденсационных теплообменников поверхностного типа. Поверхность теплообмена конденсационных теплообменников значительно более развита по сравнению с обычными экономайзерами и составляет, как и в контактных теплообменниках, сотни квадратных метров на 1 м^3 объема аппарата. Коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к поверхностям нагрева при глубоком охлаждении, сопровождающемся конденсацией водяных паров из газов, существенно выше коэффициентов конвективной теплоотдачи и соизмеримы с коэффициентами теплообмена для контактных аппаратов. Поверхностные конденсационные теплообменники вполне

конкурентоспособны с контактными теплоутилизаторами и тем более с контактно-поверхностными аппаратами.

Ранее металлические экономайзеры за котлами проектировались из условия охлаждения дымовых газов в них до температуры 140- 50 °С. Это было обусловлено в основном двумя обстоятельствами:

- 1) технико-экономической нецелесообразностью более глубокого охлаждения газов при имевшем место соотношении цен на топливо и металл;
 - 2) возможностью коррозии теплообменных поверхностей выпадающим конденсатом при охлаждении газов до температуры ниже точки росы.
- В настоящее время положение существенно изменилось и стало экономически целесообразным глубокое охлаждение дымовых газов в результате резкого повышения цен на топливо и тепловую энергию и появления более совершенных конструкций металлических теплообменников, в частности биметаллических.

Конденсационные котлы и экономайзеры изготавливают из различных материалов. Общим условием для всех конденсационных теплообменников поверхностного типа является высокая коррозионная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию. Для изготовления конденсационных теплообменников применяют нержавеющую сталь, чугун, медь, биметаллические трубы (сталь-алюминий), полимерные материалы и даже керамику. Применение коррозионно-стойких материалов позволило создать конденсационные теплообменники также для утилизации теплоты уходящих газов жидкого топлива.

В России биметаллические (сталь-алюминий) теплообменники (калориферы) выпускаются Костромским калориферным заводом, изготовление биметаллических труб (сталь-алюминий) освоено ПО «Тулсантехника» и рядом других предприятий. Теплообменные поверхности конденсационных теплообменников имеют высокий

коэффициент оребрения и являются компактными. Технические характеристики теплоутилизаторов КСк приведены в таблице 1.

Таблица 1.1

Технические характеристики калориферов КСк

| Показатели | Значения параметров | | | | | |
|---|---------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | КСк3 №10 | КСк4 №10 | КСк3 №11 | КСк4 №11 | КСк3 №12 | КСк4 №12 |
| Номинальная производительность по воздуху, м ³ /ч | 5000 | 5000 | 16000 | 16000 | 25000 | 2500 |
| Площадь сечения, м ² : фронтального живого | 0,585 | 0,585 | 1,668 | 1,668 | 2,499 | 2,499 |
| | 0,24 | 0,24 | 0,685 | 0,685 | 1,027 | 1,037 |
| Площадь теплоотдающей поверхности, м ² | 23,45 | 30,82 | 68,01 | 90,04 | 102,8 | 136,02 |
| Площадь сечения, м ² ·10 ⁻⁶ : хода коллектора | 847 | 1113 | 2600 | 3412 | 3884 | 5155 |
| | 1956 | 1956 | 1956 | 1956 | 1956 | 1956 |
| Число ходов: по теплоносителю по воздуху | 6 | 6 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 | 4 |
| Масса, кг | 76,3 | 998,8 | 195,3 | 251,0 | 286,0 | 370,0 |

Теплотехнические показатели поверхностных теплообменников, в которых должна происходить конденсация водяных паров из дымовых газов, во много определяются температурой нагреваемого теплоносителя. Если в теплообменнике нагревается вода, то для конденсации водяных паров из дымовых газов необходимо, чтобы температура стенки теплообменника была ниже точки росы. Если $t'_e < t_{cm} < t$, то конденсация паров будет происходить по всей поверхности теплообменника, а при $t'' < t_{cm} < t_p$ - только в той части теплообменника, в которой $t_{cm} < t_p$ (здесь t_{cm} - температура наружной поверхности теплообменника). Предполагается, что коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к протекающей внутри него жидкости (воде) на порядок выше коэффициента теплоотдачи с газовой стороны, а температура наружной поверхности нагрева мало отличается от температуры воды t_e .

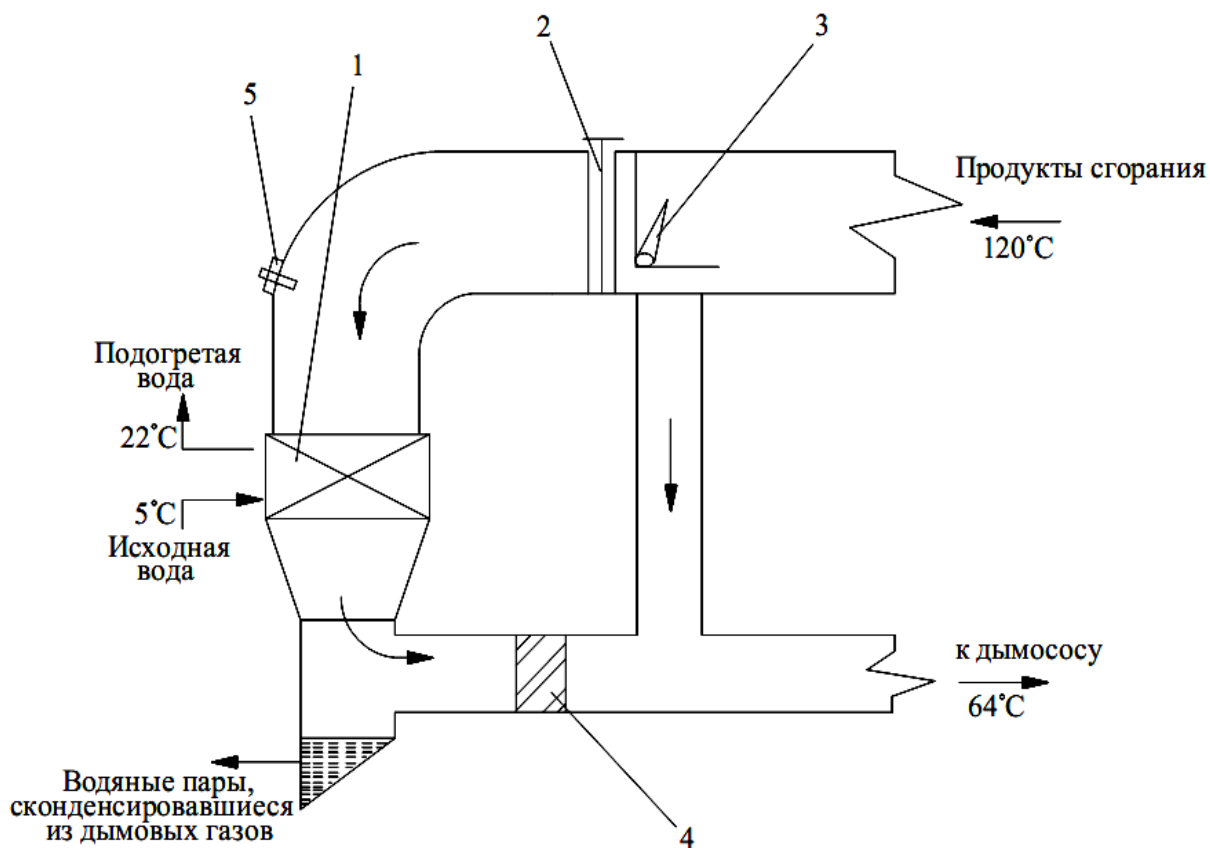


Рис. 1.1 Схема утилизации тепла продуктов сгорания с использованием конденсационного поверхностного теплообменника: 1- теплоутилизатор; 2- сетчатый фильтр; 3- распределительный клапан; 4- каплеуловитель; 5- гидropневматическое обдувочное устройство.

При нормальной эксплуатации котла коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания природного газа составляет 1,2-5-1,3, точка росы таких газов равна 53-55 °С. Отсюда следует, что для работы теплоутилизатора в режиме конденсации всей его конвективной части, требуется, чтобы температура нагрева воды в конвективном пакете не превышала 50 °С. Схема утилизации тепла продуктов сгорания котла с использованием теплоутилизатора поверхностного типа приведена на рис. 1.1.

Теплоутилизатор 1 установлен в газоходе котла между экономайзером и дымососом. Уходящие продукты сгорания после экономайзера с температурой 120-150 °С попадают на распределительный клапан 3, который делит их на два потока, основной поток газа (70-80 %) направляется через сетчатый фильтр 2 в теплоутилизатор, второй (около 20-30%) - по обводной линии газохода. Сменный сетчатый фильтр устанавливается для защиты теплоутилизатора от отложений, которые могут образоваться при переходе котельной с мазута (резервного топлива) на природный газ. При работе на мазуте вместо сетчатого фильтра устанавливается шибер. Процесс охлаждения продуктов сгорания в теплоутилизаторе ниже точки росы сопровождается уменьшением влагосодержания со 115 до 50 г/кг и выпадением конденсата в количестве 0,6-7 кг/ч на 1 м³ сжигаемого природного газа. Температура продуктов сгорания после смешения поддерживается на уровне 65-70 °С, что выше точки росы, влагосодержание - 65-70 г/кг и относительная влажность 50-55 %. Это позволяет при всех режимах работы котла исключить выпадение конденсата в газовом тракте. Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплоутилизатором (порядка 21 Па), преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания вследствие снижения их температуры, увеличения объемной массы и конденсации части водяных паров. При работе котельной на мазуте газы

полностью направляются по обводному газоходу, минуя теплоутилизатор. Образующийся конденсат собирается в поддоне и, минуя водоподготовительную установку, направляется в бак декарбонизованной воды, откуда насосами подается в деаэратор для подпитки теплосети при закрытой системе теплоснабжения. При использовании этого конденсата обеспечивается также экономия реагентов, электроэнергии и воды и, кроме того, сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду благодаря уменьшению количества регенераций.

1.3 Конструкция конденсационных котлов контактного типа.

Устройство теплоутилизаторов - экономайзеров контактного типа может быть различным. В настоящее время нашли применение противоточные насадочные теплоутилизаторы-экономайзеры конструкции НИИСТ двух типов:

- 1) блочные контактные экономайзеры ЭК-БМ1;
- 2) контактно-поверхностные -экономайзерные агрегаты АЭМ-0,6.

В насадочных экономайзерах контактная камера заполняется насадкой из кислотоупорных керамических колец различной формы. Наибольшее распространение получили керамические кольца Рашига.

Разработаны экономайзеры двух типоразмеров ЭК-БМ1-1 и ЭК-БМ1-2. Холодная вода подается в экономайзер сверху с помощью водораспределителя, состоящего из подводящей трубы, круглого коллектора и восьми радиально расположенных горизонтальных перфорированных труб, вваренных в коллектор. Диаметр отверстий в трубах и коллекторе 5 мм, шаг 50 мм. Уходящие дымовые газы от котлов подводятся в экономайзер снизу под слой насадки, лежащей на специальной решетке. Вода стекает по насадке в виде тонкой пленки, на поверхности которой и происходит теплообмен между газами и водой.

При полном смачивании насадки водой поверхность теплообмена приблизительно равна поверхности элементов насадки. Охлажденные дымовые газы отводятся из верхней части экономайзера, а нагретая вода собирается в нижней части аппарата. Движение продуктов сгорания через экономайзер можно обеспечивать только при условии применения принудительной тяги.

Вывод:

В Республике не выпускаются конденсационные котлы и возможна модернизация обычных котлов за счет внешнего экономайзера по отбору теплоты паров воды из дымовых газов. Контактные котлы изготовить намного сложнее и в связи с этим применяют поверхностного типа.

ГЛАВА 2.

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ В КОНДЕНСАЦИОННЫХ УТИЛИЗАТОРАХ.

2.1. Определение теплоты конденсации и коэффициента полезного действия в конденсационных котлах.

Классические водогрейные котлы утилизируют тепло от сгорания топлива при помощи теплообменника, передающего его теплоносителю. При этом отводимые в атмосферу продукты горения имеют среднюю температуру 120°C. При сгорании углеводородов протекает химическая реакция, в результате которой образуются различные продукты сгорания и в том числе вода, которая моментально превращается в пар. Потери составляют до 11% (показатель для природного газа) тепла.

Преимущества в эффективности конденсационных котлов по сравнению с обычными заключается в том, что использование дополнительного тепла от паров образующихся при сжигании топлива на 7-9%.

Следует подчеркнуть, что широкое распространение конденсационных поверхностных котлов и конденсационных блоков-приставок (экономайзеров) к традиционным котлам объясняется соображениями не только энергосбережения, но и экологическими, поскольку определенное количество вредных оксидов углерода, азота и серы (если она содержится в топливе) растворяется в конденсате. Именно благодаря этому и снижается рН конденсата. Таким образом, в конденсационных поверхностных аппаратах наряду со снижением удельного расхода топлива уменьшаются и вредные выбросы в атмосферу, правда, добавляется проблема нейтрализации конденсата перед его сбросом в канализацию, за исключением котлов теплопроизводительностью менее 0,045 Гкал/ч. Снижение вредных выбросов в поверхностных конденсационных котлах в определенной

степени достигается также и за счет уменьшения расхода топлива, а не только за счет растворения газов в конденсатной пленке. В тех случаях, когда концентрация вредных выбросов в конденсационных котлах превышает нормативную, требуется установка устройств для мокрой очистки газов типа скрубберной, поскольку для более полного улавливания вредных выбросов необходима, как и для тепло- и массообмена, большая поверхность контакта и другие условия орошения, аналогичные тем, которые достигаются в контактных экономайзерах и котлах. Отсюда нетрудно сделать вывод о том, что, во всяком случае с точки зрения экологической, последние имеют несомненные преимущества перед конденсационными поверхностными теплообменниками и котлами [1].

Наиболее целесообразным, видимо, является применение конденсационных поверхностных теплообменников в индивидуальных системах отопления и горячего водоснабжения при малоэтажном строительстве. Компактность подобных отопительных котлов или конденсационных приставок к ним в сочетании с 15—20 %-ной экономией газового топлива перекрывают большую стоимость отопительных приборов из-за их более высокой металлоемкости. И не случайно в последние годы в ряде стран наблюдается все возрастающее применение конденсационных отопительных котлов производительностью до $50\div 100$ Мкал/ч.

Площадь поверхности нагрева теплоутилизатора 90 м^2 , он установлен между чугунным экономайзером и дымососом котла. В конденсационном поверхностном экономайзере используется 70 % дымовых газов котла, 30 % газов пропускается через байпасный газодод. В качестве теплообменной поверхности в экономайзере применены биметаллические сребренные трубы, состоящие из стальных опорных труб, поверхность которых покрыта слоем алюминия и спиральными алюминиевыми ребрами.[2]

Особенностью и одновременно главным преимуществом контактных экономайзеров и котлов, равно как и конденсационных поверхностных теплообменников, являются возможности конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров и использования выделяющейся при этом теплоты для нагрева воды. Поэтому эффективность применения контактного нагрева воды дымовыми газами при прочих равных условиях возрастает с увеличением их начального влагосодержания.[1]

Для того чтобы добиться компактности конденсационных поверхностных котлов и экономайзеров, их поверхности имеют высокий коэффициент сребрения, что позволяет охлаждать дымовые газы ниже точки росы. Поскольку и котлы, и экономайзеры обычно подогревают воду из системы отопления, то даже при работе этих установок на низкотемпературную систему степень конденсации водяных паров из дымовых газов не превышает 0,4—0,6. Все конструкции зарубежных водогрейных конденсационных котлов (независимо от страны-изготовителя) отвечают требованиям, изложенным в директивном документе DIN 4702, разработанном в ФРГ.

Для сопоставления работы установок необходимо располагать данными о коэффициентах теплоотдачи в конденсационных поверхностных теплообменниках. Надежных экспериментальных данных об этих коэффициентах теплоотдачи в конденсационных сребренных поверхностных теплообменниках в литературе пока нет. Можно лишь предположить, что коэффициент теплоотдачи в них должен быть выше, чем при чисто конвективном теплопереносе, не должен заметно отличаться от коэффициентов теплообмена между газами и водой в контактном экономайзере с кольцевыми насадками, уложенными рядами. До получения достаточных по объему и надежности данных для оценки возможных коэффициентов теплоотдачи (от продуктов сгорания газа к поверхности нагрева в зоне конденсации водяных паров) предлагается

условно разделить общий поток дымовых газов (т. е. фактически парогазовой смеси) на два потока: сухих газов и водяных паров. Результаты расчетов для некоторых вариантов соотношения показали, что коэффициент теплоотдачи α_{cp} растет с увеличением влагосодержания газов и снижением их температуры.

Экспериментальная работа была проведена Т. А. Канделаки на гладких трубах, а в конденсационных поверхностных теплообменниках необходимо применять серебряные трубы, так как иначе они не смогут конкурировать с контактными теплообменниками. Поэтому использовать полученные данные для расчета промышленных установок нельзя. Тем не менее эти исследования полезны, поскольку позволяют хотя бы оценочно определить интенсивность теплообмена и выявить влияющие на нее факторы.[1]

Применение контактных экономайзеров с промежуточным теплообменником, например экономайзерных агрегатов АЭМ-0,6, и конденсационных поверхностных теплообменников позволяет получить чистый конденсат, после дегазации по составу приближающийся к дистилляту. При достаточно глубоком охлаждении дымовых газов в газовых котельных можно получить не менее 1,0—1,2 кг конденсата на 1 м³ сжигаемого в котле природного газа. Применительно к паровым котельным выход конденсата составляет около 0,1 кг в расчете на 1 кг пара, вырабатываемого котлами. Из этих количественных оценок видно, во всяком случае теоретически, возможность работы паровых котельных на природном газе без применения водо-умягчительных установок, если обеспечен полный возврат конденсата от потребителей и будут сокращены до минимума потери пара и конденсата в пределах котельной. По меньшей мере использование этого конденсата может сократить производительность ХВО, сооружаемых в котельных, и снизить расход поваренной соли на регенерацию катионита.[1]

Есть основания полагать, что в контактных конденсационных теплообменниках эффективность газоочистки значительно выше, чем в конденсационных поверхностных, благодаря большей поверхности контакта газов и воды. И в этом существенное преимущество контактных теплообменников (имеется в виду лучшее выполнение ими газоочистных функций). Следовательно, контактные аппараты действительно могут успешно выполнять не только тепло- и массообменные, но и газоочистные функции. И не случайно в последние годы в странах СНГ со стороны проектантов и эксплуатационников-энергетиков повысился интерес к установке контактных и контактно-поверхностных экономайзеров, причем акцент иногда делается именно на их газоочистные функции. Мокрая очистка газов в контактном экономайзере эффективна еще и потому, что наиболее токсичный диоксид азота хорошо растворим в воде и в принципе вполне возможна практически полная очистка от него дымовых газов [1].

Метод нейтрализации кислотной реакции конденсата может оказаться весьма эффективным и полезным при установке в водогрейных котлах, работающих на газе, с конденсационными поверхностными и контактно-поверхностными теплоутилизаторами. Использование продувочной воды с целью нейтрализации конденсата одновременно может оказаться полезным и с теплотехнической точки зрения, поскольку способствует повышению коэффициента теплообмена в конденсационной части теплообменника, точки росы и температуры мокрого термометра, что в конденсационных поверхностных теплообменниках позволит, кроме того, повысить температуру подогреваемой воды в конденсационной зоне.[1]

Применение поверхностных конденсационных котлов и экономайзеров для отопления целесообразно, таким образом, при условии снижения температуры обратной воды отопительной системы. Соответственно снижаются и средняя температура воды и, как было

показано выше, температура прямой воды, поступающей в систему. Поэтому применение поверхностных конденсационных котлов и экономайзеров для нагрева воды систем отопления неизбежно связано с определенным перерасходом металла на сооружение систем отопления. Тем не менее за рубежом конденсационные котлы и экономайзеры используют в основном именно для систем отопления.[2]

В США начаты освоение и выпуск поверхностных конденсационных экономайзеров для паровых котлов. В котельной фирмы «Тимкен» (Timken) испытан поверхностный экономайзер, установленный за котлом паропроизводительностью 20 т/ч. Температура газов на входе в экономайзер 200, на выходе из него 45°C. Вода в экономайзере (22 т/ч) нагревается с 17 до 46°C. Теплопроизводительность теплообменника (экономайзера) более 1,1 Гкал/ч. Несмотря на весьма высокую стоимость его установки (242 тыс. дол), срок окупаемости затрат около 1,5 лет. Нагретая вода используется после обработки для питания котлов, а также для других производственных нужд. Установка подобных экономайзеров повышает коэффициент использования топлива на 9÷13 %[2].

Итак, экономические показатели контактных и контактно-поверхностных конденсационных утилизаторов весьма высоки, что доказано многолетней практикой в СССР. Выше было показано, что поверхностные конденсационные теплоутилизационные теплообменники и котлы (судя по зарубежной практике последних 10 лет) по своим технико-экономическим данным, видимо, близки к контактным и контактно-поверхностным установкам. Помимо высоких экономических показателей и наличия проверенных технических решений, т. е. эффективных конструкций и схем их установки, при решении вопроса о широком внедрении оборудования для глубокого охлаждения продуктов сгорания природного газа нельзя не учитывать ограниченность запасов газа. Проблема экономного расходования газа актуальна для всего

мирового сообщества. Именно этим и объясняется быстрое развитие техники глубокого охлаждения дымовых газов, начатое более 30 лет назад в СССР, а затем спустя 10÷15 лет в странах Западной Европы и США. Таким образом, «коэффициент использования высшей теплоты сгорания топлива (т. е. его скрытой теплоты) является показателем уровня техники» [3].

Следует подчеркнуть, что широкое распространение конденсационных поверхностных котлов и конденсационных блоков-приставок (экономайзеров) к традиционным котлам объясняется соображениями не только энергосбережения, но и экологическими, поскольку определенное количество вредных оксидов углерода, азота и серы (если она содержится в топливе) растворяется в конденсате. Именно благодаря этому и снижается рН конденсата. Таким образом, в конденсационных поверхностных аппаратах наряду со снижением удельного расхода топлива уменьшаются и вредные выбросы в атмосферу, правда, добавляется проблема нейтрализации конденсата перед его сбросом в канализацию, за исключением котлов теплопроизводительностью менее 0,045 Гкал/ч. Снижение вредных выбросов в поверхностных конденсационных котлах в определенной степени достигается также и за счет уменьшения расхода топлива, а не только за счет растворения газов в конденсатной пленке. В тех случаях, когда концентрация вредных выбросов в конденсационных котлах превышает нормативную, требуется установка устройств для мокрой очистки газов типа скрубберной, поскольку для более полного улавливания вредных выбросов необходима, как и для тепло- и массообмена, большая поверхность контакта и другие условия орошения, аналогичные тем, которые достигаются в контактных экономайзерах и котлах. Отсюда нетрудно сделать вывод о том, что, во всяком случае с точки зрения экологической, последние имеют несомненные

преимущества перед конденсационными поверхностными теплообменниками и котлами [2].

В зарубежных периодических изданиях опубликовано немало данных о теплотехнических показателях поверхностных конденсационных теплообменников разных модификаций и типов.

Проведенное нами приближенное сопоставление показало, что по металлоемкости конденсационный поверхностный теплообменник, изготовленный из серебрянных труб, почти не уступает чисто контактному, а может быть, даже выгоднее. Контактно-поверхностные теплообменники по металлоемкости уступают лучшим поверхностным. Аэродинамическое сопротивление контактных и конденсационных поверхностных теплообменников примерно одинаковое. Определенные преимущества контактных теплообменников — весьма простые технология и материал изготовления (листовая сталь). Для поверхностных конденсационных агрегатов серьезной технологической операцией служит серебрение гладких труб, а применение более дефицитных труб — несомненным недостатком.

Если исходить из того, что в нормально эксплуатируемом котле коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания природного газа составляет около $1,2 \div 1,3$, то точка росы таких газов близка к $53 \div 55^\circ\text{C}$. Из этого следует, что для работы котла в режиме конденсации всей его конвективной части требуется, чтобы температура нагрева воды в конвективном пакете не превышала 50°C . В топках водогрейных котлов малой производительности обычно передается не менее 60 % теплоты, воспринимаемой котлом. Следовательно, перепад температур в отопительной системе при температуре обратной воды 20°C должен быть $(50-20)/(1,0-0,6)=75^\circ\text{C}$, т. е. температура нагретой воды $20+75=95^\circ\text{C}$. При температуре обратной воды 30°C температура воды на выходе из котла должна быть $(50-30)/(1,0-0,6)+30=80^\circ\text{C}$. Аналогичным образом, при температуре обратной воды 40°C температура ее на выходе из котла

должна быть не более $(50-40)/(1,0-0,6)+40=65^{\circ}\text{C}$. Отсюда следует, что применение поверхностных конденсационных водогрейных котлов и экономайзеров для обычного перепада в системе отопления $95/70^{\circ}\text{C}$ неприемлемо, поскольку конденсация части водяных паров была бы возможна лишь в наиболее теплое время отопительного сезона, когда температура обратной воды ниже $40\text{—}50^{\circ}\text{C}$ [1].

Применение контактных экономайзеров с промежуточным теплообменником, например экономайзерных агрегатов АЭМ-0,6 [2], и конденсационных поверхностных теплообменников позволяет получить чистый конденсат, после дегазации по составу приближающийся к дистилляту. При достаточно глубоком охлаждении дымовых газов в газовых котельных можно получить не менее $1,0\text{—}1,2$ кг конденсата на 1 м^3 сжигаемого в котле природного газа. Применительно к паровым котельным выход конденсата составляет около $0,1$ кг в расчете на 1 кг пара, вырабатываемого котлами. Из этих количественных оценок видна, во всяком случае теоретически, возможность работы паровых котельных на природном газе без применения водоумягчительных установок, если обеспечен полный возврат конденсата от потребителей и будут сокращены до минимума потери пара и конденсата в пределах котельной. По меньшей мере использование этого конденсата может сократить производительность ХВО, сооружаемых в котельных, и снизить расход поваренной соли на регенерацию катионита.[7]

Теплотехнические показатели поверхностных теплообменников, в которых должна происходить конденсация водяных паров из дымовых газов, во многом определяются температурой нагреваемого теплоносителя. Если в теплообменнике нагревается вода, то для конденсации водяных паров из дымовых газов необходимо, чтобы температура стенки теплообменника была ниже точки росы. Если $t'_e < t_{cm} < t$, то конденсация паров будет происходить по всей поверхности теплообменника, а при $t'' < t_{cm} < t_p$ - только в той части

теплообменника, в которой $t_{cm} < t_p$ (здесь t_{cm} - температура наружной поверхности теплообменника). Предполагается, что коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к протекающей внутри него жидкости (воде) на порядок выше коэффициента теплоотдачи с газовой стороны, а температура наружной поверхности нагрева мало отличается от температуры воды t_e .

При нормальной эксплуатации котла коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания природного газа составляет 1,2-1,3, точка росы таких газов равна 53-55 °С. Отсюда следует, что для работы теплоутилизатора в режиме конденсации всей его конвективной части, требуется, чтобы температура нагрева воды в конвективном пакете не превышала 50 °С. Схема утилизации тепла продуктов сгорания котла с использованием

теплоутилизатора поверхностного типа приведена на рис.3.1.

Теплоутилизатор 1 установлен в газоходе котла между экономайзером и дымососом. Уходящие продукты сгорания после экономайзера с температурой 120÷150 °С попадают на распределительный клапан 3, который делит их на два потока, основной поток газа (70÷80 %) направляется через сетчатый фильтр 2 в теплоутилизатор, второй (около 20÷30%) - по обводной линии газохода. Сменный сетчатый фильтр устанавливается для защиты теплоутилизатора от отложений, которые могут образоваться при переходе котельной с мазута (резервного топлива) на природный газ. При работе на мазуте вместо сетчатого фильтра устанавливается шибер. Процесс охлаждения продуктов сгорания в теплоутилизаторе ниже точки росы сопровождается уменьшением влагосодержания со 115 до 50 г/кг и выпадением конденсата в количестве 0,6-0,7 кг/ч на 1 м³ сжигаемого природного газа.

Температура продуктов сгорания после смешения поддерживается на уровне 65÷70°С, что выше точки росы, влагосодержание - 65÷70 г/кг

и относительная влажность 50÷55%. Это позволяет при всех режимах работы котла исключить выпадение конденсата в газовом тракте.

Дополнительное аэродинамическое сопротивление, создаваемое теплоутили-затормом (порядка 21 Па), преодолевается за счет уменьшения объема продуктов сгорания вследствие снижения их температуры, увеличения объемной массы и конденсации части водяных паров. При работе котельной на мазуте газы полностью направляются по обводному газоходу, минуя теплоутилизатор.

Образующийся конденсат собирается в поддоне и, минуя водоподготовительную установку, направляется в бак декарбонизованной воды, откуда насосами подается в деаэратор для подпитки теплосети при закрытой системе теплоснабжения. При использовании этого конденсата обеспечивается также экономия реагентов, электроэнергии и воды и, кроме того, сокращаются сбросы продуктов регенерации от натрий-катионитных фильтров в окружающую среду благодаря уменьшению количества регенераций.

Для глубокого охлаждения дымовых газов ниже точки росы ранее использовались теплообменники контактного типа (насадочные, пенные, барботажные, форсуночные и тарельчатые). Последние 10÷15 лет внедряются и получают распространение конденсационные поверхностные экономайзеры, позволяющие также охлаждать уходящие дымовые газы ниже температуры точки росы.

Конденсационные котлы и экономайзеры изготавливают из разных материалов. Общим для них является высокая коррозионная стойкость, поскольку выделяющийся из продуктов сгорания конденсат имеет кислую реакцию.

2.2. Алгоритм расчета процессов тепло – и массообмена при байпасировании части горячих газов

С целью установления основных условий надёжной работы газоотводящих труб котельных установок, снабжённых конденсационными теплоутилизаторами, проанализируем процессы тепло – и массообмена движущихся в трубе продуктов сгорания для случая ее защиты от гидратной коррозии методом байпасирования части горячих газов (рис.2.1). В произвольном сечении y уравнение теплового баланса уходящих продуктов сгорания (газов) в дымовой трубе (рис. 2.2) в пределах элемента dy

$$dQ_{\Gamma} = dQ_{\text{н}}, \quad (2.1)$$

где dQ_{Γ} – изменение теплосодержания продуктов сгорания, Вт, на участке dy соответствующее изменению их температуры на $dt, ^{\circ}\text{C}$; $dQ_{\text{н}}$ – изменение теплового потока, Вт, на участке dy , передаваемого через конструкцию дымовой трубы в окружающую среду

$$dQ_{\Gamma} = -G_{\Gamma}C_{\Gamma}dt \quad (2.2)$$

где G_{Γ} – расход продуктов сгорания, кг/с. C_{Γ} – теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(кг $^{\circ}\text{C}$). Происходит понижение температуры продуктов сгорания при их движении в дымовой трубе.

$$dQ_{\text{н}} = K_l \pi(t_{\Gamma} - t_{\text{н}})dy \quad (2.3)$$

где K_l –линейный коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания через цилиндрическую стенку дымовой трубы в наружный воздух, Вт/(м·К); t_{Γ} –температура продуктов сгорания, на участке $dy, ^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Согласно уравнению (2.1) имеем

$$-G_{\Gamma}C_{\Gamma}dt = K_l \pi(t_{\Gamma} - t_{\text{н}})dy \quad (2.4)$$

Разделим переменные в (2.4) и проинтегрируем полученное уравнение по y от 0 до y и по t от $t_{\Gamma}^{\text{очн}}$ до t_{Γ} , получим в основании дымовой трубы, $^{\circ}\text{C}$:

$$\int_0^y \frac{K_l \pi}{G_\Gamma C_\Gamma} dy = - \int_{t_\Gamma^{очн}}^t \frac{dt}{t_\Gamma - t_n}; \quad (2.5)$$

где $t_\Gamma^{очн}$ – температура продуктов сгорания,

$$\frac{K_l \pi}{G_\Gamma C_\Gamma} y = - \left[\ln(t_\Gamma - t_n) - \ln(t_\Gamma^{очн} - t_n) \right]; \quad (2.6)$$

$$t_\Gamma = t_n + (t_\Gamma^{очн} - t_n) \exp\left(-\frac{K_l \pi y}{G_\Gamma C_\Gamma}\right); \quad (2.7)$$

Уравнение (2.6) позволяет рассчитывать температуру газов в любом сечении дымовой трубы. При $y=0$ $t_\Gamma = t_\Gamma^{очн}$; при $y=H_{mp}$ $t_\Gamma = t_\Gamma^{оз}$.

$$t_\Gamma^{оз} = t_n + (t_\Gamma^{очн} - t_n) \exp\left(-\frac{K_l \pi H_{mp}}{G_\Gamma C_\Gamma}\right) \quad (2.8)$$

где $t_\Gamma^{оз}$ – температура газов в оголовке дымовой трубы, °С; H_{mp} – высота газоотводящей трубы, м.

Уравнение (2.8) можно представить в следующем виде:

$$(t_\Gamma^{очн} - t_n) = (t_\Gamma^{оз} - t_n) \exp\left(\frac{K_l \pi H_{mp}}{G_\Gamma C_\Gamma}\right) \quad (2.9)$$

$$\text{или } t_\Gamma^{очн} = t_n + (t_\Gamma^{оз} - t_n) \exp\left(\frac{K_l \pi H_{mp}}{G_\Gamma C_\Gamma}\right) \quad (2.10)$$

Линейный коэффициент теплопередачи многослойной цилиндрической стенки дымовой трубы рассчитывается по формуле:

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{n+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (2.11)$$

где $\alpha_1 \alpha_2$ – коэффициент теплоотдачи соответственно на внутренней и наружной поверхностях трубы, Вт/(м²К); $d_1 d_2$ – соответственно внутренний и наружный диаметры трубы, м. $d_1 = d_i$ $d_2 = d_n$ для схемы на рис.2.1.;

λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя трубы; $i=1,2,\dots,n$;

n – количество слоев в конструкции дымовой трубы.

Значения коэффициентов теплоотдачи α_1, α_2 рассчитывается по следующим уравнениям:

$$\alpha_1 = \alpha_{1л} + \alpha_{1к} \quad (2.12)$$

где $\alpha_{1л}, \alpha_{1к}$ – соответственно коэффициент лучистого и конвективного теплообмена на внутренней поверхности трубы.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания определяется по формуле:

$$\alpha_{1л} = 4,9 \cdot 10^{-8} \left(\frac{a_{\phi}}{2} + 0,5 \right) a_{сч} T_{\Gamma}^3 \left[1 - \left(\frac{T_{см}}{T_{\Gamma}} \right)^{3,6} \right] / \left(1 - \left(\frac{T_{см}}{T_{\Gamma}} \right) \right) \quad (2.13)$$

где T_{Γ} $T_{см}$ – абсолютная температура продуктов сгорания и внутренней поверхности (ствола) газоотводящей трубы, К; $a_{\phi} = 0,8$;

$a_{сч}$ – степень черноты потоков газов, определяется в зависимости от суммарной оптической толщины газового потока. При температурах $50 \div 100^{\circ}\text{C}$ $a_{сч} = 5 \div 5,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C})$.

Предварительные расчеты показывают, что режим движения газов в дымовых трубах всегда является турбулентным (например, даже при $V_{\Gamma} = 1 \text{ м/с}$; $d_1 = 0,5 \text{ м}$; $\nu = 21,54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Re} = 23213$).

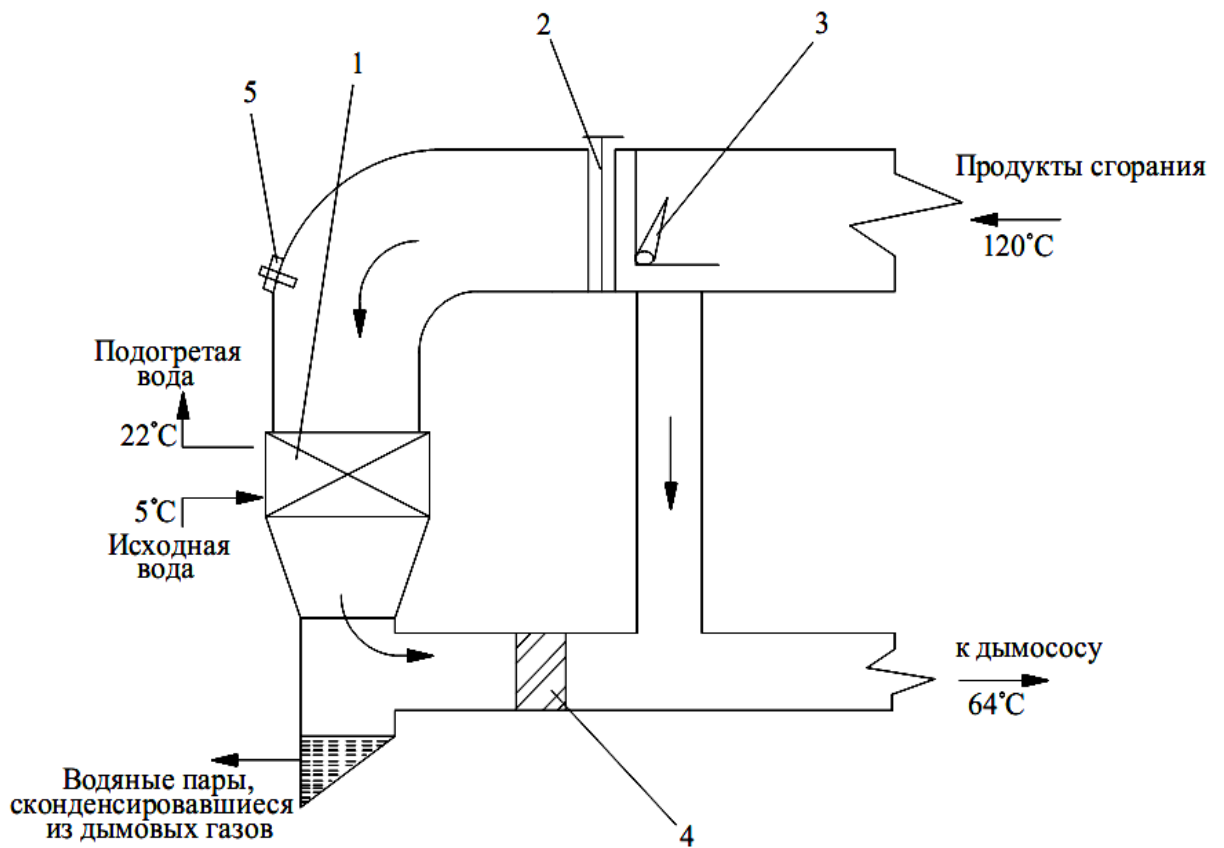


Рис. 2.1. Схема утилизации тепла продуктов сгорания с использованием конденсационного поверхностного теплообменника: 1- теплоутилизатор; 2- сетчатый фильтр; 3- распределительный клапан; 4- каплеуловитель; 5- гидроневматическое обдувочное устройство.

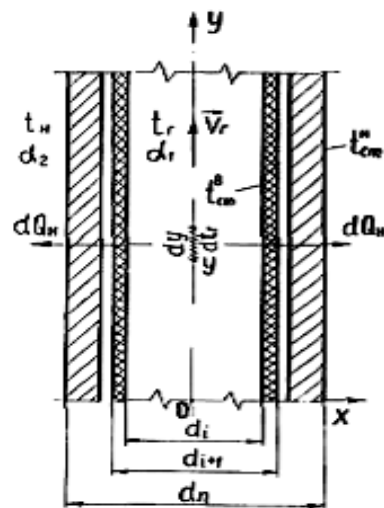


Рис. 2.2. Схема теплообмена продуктов сгорания в дымовой трубе. Поэтому коэффициент $\alpha_{1к}$ может быть рассчитан по формуле:

$$Nu = 0,021Re^{0,8} \cdot Pr^{0,44} \left(\frac{Pr_{\omega}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l \quad (2.14)$$

где $\varepsilon_l = 1$ при $H_{mp}/d_l \geq 5$. Для дымовых труб $\varepsilon_l = 1,0-1,05$.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы определяется

$$\alpha_2 = 6,3(K \cdot V_H)^{0,66} \quad (2.15)$$

где V_H – средняя скорость ветра, м/с; K – коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра по высоте трубы (при $H_{mp} = 25; 50; 100$ и 150 м; $K = 1,2; 1,6; 2,1$ и $2,3$).

Для газоотводящих труб конической формы средние расчетные внутренний и наружный диаметры $d_1 d_2$ могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$d_1 = \frac{2d_{1B}d_{1H}}{d_{1B} + d_{1H}}; \quad d_2 = \frac{2d_{2B}d_{2H}}{d_{2B} + d_{2H}}$$

где индексы «в» и «н» означают соответственно верхний и нижний диаметры трубы. Для стальных труб $d_{1B} = d_{1H} = d_1$; $d_{2B} = d_{2H} = d_2$.

Температура и влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу связаны с долей перепускаемых по байпасу газов δ уравнением теплового баланса для продуктов сгорания и законом сохранения массы для водяных паров в газах:

$$\delta C'_{yx} t'_{yx} + (1 - \delta) C''_{yx} t''_{yx} = 1 \cdot C_{осн} t_{осн}^{осн} \quad (2.16)$$

$$\delta X'_{yx} + (1 - \delta) X''_{yx} = 1 \cdot X_{осн} \quad (2.17)$$

где $C'_{yx}, C''_{yx}, C_{осн}$ – теплоемкости продуктов сгорания до и после КТ и смешанных газов на входе в дымовую трубу, Дж/(кг·К); t'_{yx}, X'_{yx} и t''_{yx}, X''_{yx} – температуры, °С, и влагосодержание, кг/кг с.г., газов до и после КТ; $X_{осн}$ – влагосодержание смешанных газов на входе в дымовую трубу.

Температура внутренней поверхности трубы t_{cm} , °С, может быть определена из уравнения теплопередачи от газов к наружному воздуху:

$$t_{cm} = t_{\Gamma} - (t_{\Gamma} - t_H) K_l / (\alpha_1 d_1) \quad (2.18)$$

Для оголовки газоотводящей трубы имеем

$$t_{cm}^{oz} = t_{\Gamma}^{oz} - (t_{\Gamma}^{oz} - t_H) K_l / (\alpha_1 d_1) \quad (2.19)$$

Для того, чтобы получить зависимость t_{Γ}^{oz} от параметров газов на входе в КТ и на выходе из него и от доли байпасируемых газов, выразим $t_{\Gamma}^{ocн}$ из (2.15) и подставим данное значение в (2.17), с учетом (2.16) будем иметь:

$$t_{\Gamma}^{oz} = t_H + \left[\frac{\delta C'_{yx} t'_{yx}}{C_{ocн}} + \frac{(1-\delta) C''_{yx} t''_{yx}}{C_{ocн}} - t_H \right] \exp \left[- \frac{K_l \pi H_{mp}}{G_{\Gamma} C_{\Gamma}} \right] \quad (2.20)$$

Значение t_{Γ}^{oz} из (2.19) подставим в (2.18), получим

$$t_{\Gamma}^{oz} = t_H + \left[\frac{\delta C'_{yx} t'_{yx}}{C_{ocн}} + \frac{(1-\delta) C''_{yx} t''_{yx}}{C_{ocн}} - t_H \right] \left[1 - \frac{K_l}{\alpha_1 d_1} \right] \exp \left[- \frac{K_l \pi H_{mp}}{G_{\Gamma} C_{\Gamma}} \right] \quad (2.21)$$

Учитывая, что $x_{ocн} = \delta X'_{yx} + (1-\delta) X''_{yx}$, получаем температуру росы

$$t_p = 37,1 \cdot \lg \left[\frac{1000(\delta X'_{yx} + (1-\delta) X''_{yx})}{(3,77 + 0,085 \alpha_{yx})} \right] \quad (2.22)$$

где α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в газоходе перед КТ.

Доля байпасируемых газов, необходимая для предотвращения конденсации водяных паров в дымовой трубе, устанавливается из решения следующего уравнения:

$$t_{ce}^{oz} = t_p + \Delta t \quad (2.23)$$

где Δt – превышения температуры внутренней поверхности газоотводящей трубы по отношению к t_p . Δt принимается равной 10-15°С, что вполне достаточно для предупреждения гидратной коррозии в наружных газоходах и дымовых трубах [19].

Температура на наружной поверхности цилиндрической стенки в оголовке дымовой трубы равна:

$$t_{cm}^{oz} = t_{Г}^{oz} - K_l (t_{Г}^{oz} - t_H) \left[\frac{1}{K_l} - \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right] \quad (2.24)$$

Полученные аналитические зависимости (2.7), (2.20), (2.21), (2.22) позволяют рассчитывать поля температур уходящих газов на внутренней и наружной поверхностях дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов, теплофизических характеристик материалов стенки трубы и продуктов сгорания, геометрических параметров и интенсивности воздействия окружающей среды, т.е. устанавливать условия надежной защиты газоотводящих труб от гидратной коррозии методом байпасирования части неохлажденных продуктов сгорания.

2.3. Алгоритм расчета термических напряжений элементов дымовой трубы

Вычисление температурных полей в стенке газоотводящей трубы не является конечной целью, а дает лишь исходные данные, необходимые для определения термических напряжений, которые в общем случае возникают в телах при их жестком закреплении или появлении неоднородного температурного поля. Вследствие температурного воздействия на элементы трубы на более нагретой поверхности возникают радиальные и окружные напряжения сжатия, на менее нагретой – растягивающие радиальные и окружные напряжения. При этом тепловое расширение конструктивных элементов дымовой трубы происходит в условиях свободной деформации.

Параметром, определяющим значение термических напряжений в элементах трубы, является градиент температуры, а в случае стационарного режима работы - перепад температур по толщине

кирпичной кладки или железобетонной оболочки, т.е. стенки дымовой трубы.

Для футеровки из кислотоупорного кирпича допустимый градиент температуры принимается равным $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ [10], а для обеспечения надежной работы железобетонной оболочки принято оптимальным поддерживать температуру на внутренней поверхности железобетонной стенки не более $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, хотя по строительным нормам допускается использовать обычный бетон при температуре до 200°C .

Таким образом при конструировании и эксплуатации труб важно знать температурный режим их работы и перепады температур на стенке ствола, футеровки и изоляции. От температурного режима во многом зависит надежность работы как металлических, так и обычных железобетонных и кирпичных дымовых труб.

Так как температурное расширение конструктивных элементов дымовых труб происходит в условиях свободной температурной деформации, то в вертикальных сечениях однородного ствола трубы возникают только температурные напряжения, вызванные неравномерным нагревом стенки ствола по толщине. При этом у наружной поверхности стенки трубы возникают растягивающие напряжения, которые воспринимаются стяжными кольцами из полосовой стали (в случае установки последних). Температурное напряжение в кладке газоотводящей трубы при $t_{cm} = 20\div 30^{\circ}\text{C}$.

$$\sigma_{кл.1} = 0,165 \cdot i_{кл.1} \cdot E_0 \quad (2.28)$$

где $i_{кл.1}$ – свободная температурная деформация кладки кольцевого сечения ствола трубы; E_0 – начальный модуль упругости кладки, МПа.

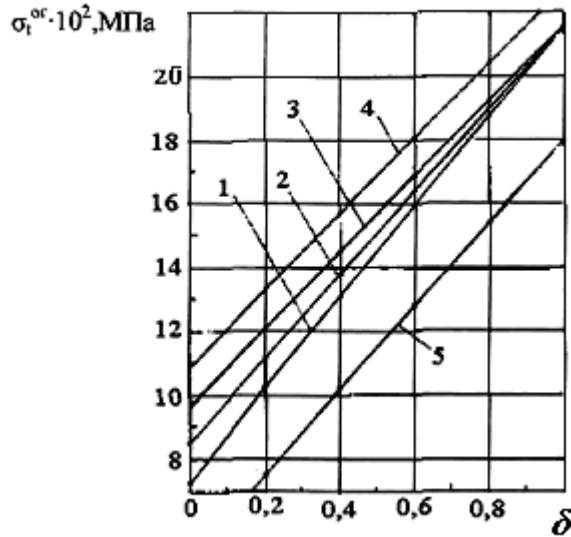


Рис.2.4 Зависимость $\sigma_i^{\text{ор}} \cdot 10^2$ МПа, от доли байпасируемых газов δ для кирпичной трубы; $H_{\text{тр}}=30$ м; $V_0 = 10$ м/с, $t'_{yx}=150^{\circ}\text{C}$ и $t_H=30^{\circ}\text{C}$:
 1- $t''_{yx}=30^{\circ}\text{C}$, 2- $t''_{yx}=40^{\circ}\text{C}$, 3- $t''_{yx}=50^{\circ}\text{C}$, 4- $t''_{yx}=50^{\circ}\text{C}$; $t_H= 0^{\circ}\text{C}$

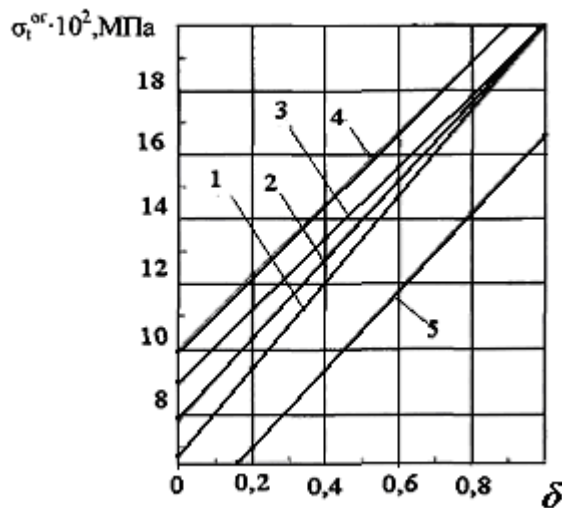


Рис. 2.5 Зависимость $\sigma_i^{\text{ор}} \cdot 10^2$ МПа, от доли байпасируемых газов δ для кирпичной трубы; $H_{\text{тр}}=60$ м; $V_0 = 10$ м/с, $t'_{yx}=150^{\circ}\text{C}$ и $t_H=30^{\circ}\text{C}$:
 1- $t''_{yx}=30^{\circ}\text{C}$, 2- $t''_{yx}=40^{\circ}\text{C}$, 3- $t''_{yx}=50^{\circ}\text{C}$, 4- $t''_{yx}=50^{\circ}\text{C}$; $t_H= 0^{\circ}\text{C}$

$$i_{кл.1} = \alpha_{кл.р} \Delta t \frac{d_1}{d_2} \quad (2.29)$$

где $\alpha_{кл.р}$ – расчетный температурный коэффициент линейного расширения кладки, $1/^\circ\text{C}$ ($\alpha_{кл.р} = 5 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ при $t = 20 \div 200^\circ\text{C}$); Δt – температурный перепад по толщине стенки ствола трубы, $\Delta t = t_{ст.в} - t_{ст.н}$. Здесь $t_{ст.в}$; $t_{ст.н}$ – температура внутренней и наружной поверхности кладки ствола трубы.

ГЛАВА 3.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УТИЛИЗАТОРОВ.

3.1. Математическое моделирование тепло- и массообменных процессов при глубоком охлаждении продуктов сгорания.

Конденсационные теплоутилизаторы поверхностного и контактного типов позволяют охлаждать продукты сгорания ниже точки росы и дополнительно использовать скрытую теплоту конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров. Механизм тепло- и массообмена в контактном теплообменнике при соприкосновении горячих дымовых газов (ненасыщенной парогазовой смеси) с холодной водой весьма сложен. Здесь одновременно происходят процессы конвективного теплообмена, диффузии, теплообмена при изменении агрегатного состояния и теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи от газов к воде в контактном теплообменнике и от газов к поверхности нагрева в конденсационном поверхностном теплообменнике существенно выше (при прочих равных условиях), чем при «сухом», то есть чисто конвективном теплообмене. Принцип действия контактных теплообменников заключается в подогреве воды горячими продуктами сгорания при непосредственном их соприкосновении. Тепло- и массообмен между дымовыми газами и водой при их непосредственном соприкосновении происходит благодаря разности температур и парциальных давлений водяных паров. Поверхностью нагрева в контактных аппаратах является поверхность пленки, капель и струек воды, через которую и происходит теплообмен между газами и водой. Одновременно происходит и массообмен между теплоносителями. В отличие от поверхностных теплообменников, подогрев воды в контактных аппаратах возможен лишь до температуры мокрого термометра t_m , примерно равной температуре кипения воды при парциальном давлении паров

в дымовых газах. При температуре мокрого термометра между газами и водой достигается динамическое равновесие. При этом все тепло от продуктов сгорания затрачивается на испарение воды и в виде парогазовой смеси возвращается в поток продуктов сгорания. Такой процесс называют адиабатическим испарением (без подвода и отвода тепла извне), а температура t_m — температурой воды при адиабатическом испарении. Таким образом, после установления и достижения водой температуры мокрого термометра охлаждение дымовых газов происходит только за счет испарения воды при постоянной t_m .

Известно, что температура, при которой начинается насыщение и выпадение (конденсация) в виде росы водяных паров, содержащихся в газах, называется точкой росы t_p . Характер изменения влагосодержания уходящих продуктов сгорания зависит от соотношения температуры уходящих из теплоутилизатора газов t_{yx} и t_p . Если температура уходящих из теплоутилизатора газов t''_x будет равна температуре их точки росы ($t'_{yx}=t_p$), то влагосодержания продуктов сгорания до и после теплоутилизатора будут примерно одинаковы ($x'_{yx} \approx x''_{yx}$). Если при использовании контактного теплоутилизатора t_{yx} превышает t_p , то в этом случае происходит повышение влагосодержания уходящих продуктов сгорания ($x'_{yx} < x_{yx}$), так как после контактного теплоутилизатора газы независимо от температуры близки к полному насыщению водяными парами. В этом режиме теплоутилизатор фактически работает как контактный испаритель.

В поверхностном теплоутилизаторе в отличие от контактного увеличение температуры уходящих продуктов сгорания выше t_p не приводит к повышению их влагосодержания то есть при $t''_{yx} \geq t_p$ максимальным влагосодержанием является $x''_{yx} \approx x'_{yx}$.

Особенностью процессов глубокого охлаждения продуктов сгорания является изменение их количества вследствие конденсации части водяных паров. В работе представлены зависимости позволяющие рассчитать

количество получаемого из продуктов сгорания конденсата при их охлаждении.

$$\Delta g_w^n = [g_{c2}^{no} + g_{c6}^{no}(\alpha_{yx} - 1)] \cdot (x'_{yx} - x''_{yx}) \quad (3.1)$$

где Δg_w^n – приведённое количество получаемого из продуктов сгорания конденсата; g_{c6}^{no} – приведённый теоретический расход сухого дутьевого воздуха, $g_{c6}^{no} = 1,415$; g_{c2}^{no} – приведённое теоретическое количество сухих продуктов сгорания, $g_{c2}^{no} = 1,333$;

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха продуктов сгорания в газоходе перед КТ; x'_{yx} – начальное влагосодержание продуктов сгорания (перед теплоутилизатором), кг/кг с.г.; x''_{yx} – влагосодержание насыщенных продуктов сгорания (на выходе из теплоутилизатора), кг/кг с.г.

Приведённые характеристики рассчитаны по отношению к низшей теплоте сгорания топлива Q_m^c Мкал/м³. Значения x'_{yx} и x''_{yx} могут быть рассчитаны по приближенным формулам Л.Г. Семенюка [23].

$$x'_{yx} = \frac{(0,13 + x_g \alpha_{yx})}{(\alpha_{yx} - 0,058)}; \quad (3.2)$$

где x_g – влагосодержание дутьевого воздуха, кг/кг с.в.

$$x''_{yx} = \frac{0,0006382 + 0,004\alpha_{yx}}{0,199 + \alpha_{yx}} \exp(0,062t''_{yx}); \quad (3.3)$$

где t''_{yx} – температура уходящих продуктов сгорания на выходе из теплоутилизатора, °С.

По величине Δg_w^n рассчитывается абсолютное количество конденсата Δg_w , которое может быть получено при охлаждении продуктов сгорания,

образующихся при сжигании 1 м^3 природного газа. Например, при $\alpha_{yx}=1,3$; $t_{yx} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $x_B = 0,01 \text{ кг/кг с.в.}$ получаем $x''_{yx} = 0,11514 \text{ кг/кг с.г.}$; $x''_{yx} = 0,0465 \text{ кг/кг с.г.}$; $\Delta g_w^n = 0,120635$. В этом случае при сжигании 1 м^3 природного газа с теплотой сгорания $Q_n^c = 8523 \text{ ккал/м}^3$ выделяется абсолютное количество конденсата $\Delta g_w = 0,120635 \cdot 8523/1000 = 1,02817 \text{ кг}$.

При увеличении влагосодержания дутьевого воздуха до $0,02 \text{ кг/кг с.в.}$ Δg_w^n составит $1,1847 \text{ кг}$ конденсата, а при $d_g = 0,07 \text{ кг/кг с.в.}$ - $\Delta g_w^n = 1,9689 \text{ кг}$ конденсата водяных паров из продуктов сгорания.

Таким образом на количество выделяющегося конденсата сильно влияет влагосодержание продуктов сгорания перед теплоутилизатором x'_{yx} и температура уходящих газов на выходе из теплоутилизатора. Одним из путей увеличения количества выделяющегося из продуктов сгорания конденсата является искусственное увлажнение дутьевого воздуха за счёт нагрева его в контактном воздухоподогревателе, например, сбросной тёплой водой. В этом случае дутьевой воздух достигает практически полного насыщения, а его влагосодержание x_B может быть определено по формуле (3.3).

Увлажнение дутьевого воздуха позволяет получить дополнительный эффект в виде уменьшения содержания оксидов азота (NO_x) в уходящих продуктах сгорания в топке. Установлено, что с увеличением содержания водяного пара в дутьевом воздухе с $0,01$ до $0,03 \text{ кг/кг с.в.}$ содержание NO_x снижается в 2-3 раза.

Основным резервом повышения экономичности котельных установок является использование теплоты конденсации паров, содержащихся в уходящих газах. В первую очередь это относится к котельным обслуживающим системы отопления и ГВС.

Для создания конденсационного режима работы водогрейного котла (режима конденсации паров из дымовых газов) необходимо, чтобы поверхности теплообмена, с которыми контактируют уходящие газы, имели температуру ниже точки росы.

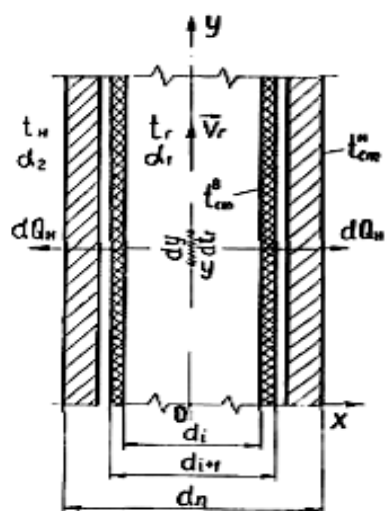


Рис.3.1. Схема теплообмена продуктов сгорания в дымовой трубе.

3.2 Моделирование конструктивных параметров конденсационного утилизатора

К числу полностью решенных задач, связанных с внедрением контактных и контактно-поверхностных конденсационных теплообменников, следует отнести определение их конструктивных параметров.

Расчет геометрических характеристик конденсационных теплоутилизаторов является трудоемкой задачей, включающей привлечение табличных данных по физическим свойствам воды и дымовых газов, номограмм для определения степеней черноты углекислого газа, водяного пара, поправочного коэффициента. Отдельные стадии расчета представляют собой итерационные алгоритмы.

Методика теплового расчета характеристик гладкотрубных экономайзеров основывается на использовании баланса теплоты, переданной дымовыми газами и воспринятой водой:

$$Q_2 = Fk_t \Delta t_l = Q_w = G_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}).$$

Коэффициент теплоотдачи для турбулентного режима течения воды определялся по формуле М. А. Михеева [9].

В связи с тем, что число рядов вдоль потока неизвестно, расчет велся для третьего ряда по формуле коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к трубам:

$$Nu_g = 0,41 \varepsilon_s Re_g^{0,6} Pr_g^{0,33}, \alpha_{g3} = \lambda_g Nu_g / d_2.$$

В приближенных методиках для упрощения расчета делается ряд допущений (температура стенки трубы близка к температуре воды и меньше на 20 °С среднеарифметической температуры дымовых газов, замена перекрестноточной схемы движения теплоносителей на противоточную и цилиндрической стенки на плоскую при расчете коэффициента теплопередачи), которые вносят определенную погрешность в результат.

Предлагаются следующие приемы, позволяющие автоматизировать процедуру расчета геометрических характеристик экономайзера и повысить

точность. Учитывая то обстоятельство, что изменения температур дымовых газов и воды в экономайзере достаточно узки, для учета зависимости теплофизических свойств от температуры применен интерполяционный многочлен Лагранжа второй степени:

$$L^{(2)}(t) = \frac{(t-t_1)(t-t_2)}{(t_0-t_1)(t_0-t_2)} y_0 + \frac{(t-t_0)(t-t_2)}{(t_0-t_1)(t_1-t_2)} y_1 + \frac{(t-t_0)(t-t_1)}{(t_2-t_0)(t_2-t_1)} y_2.$$

Здесь: t_0, t_1, t_2 – три значения температуры; y_0, y_1, y_2 – три значения соответствующего теплофизического свойства.

Степень черноты трехатомных газов:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-k_g r_n p l_r), \quad k_g = \left(\frac{0,78 + 1,6r_{\text{H}_2\text{O}}}{0,316 \sqrt{r_n p l_r}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{11}}{1000} \right),$$

где $r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ – суммарное значение объемных долей трехатомных газов и водяных паров; k_g – коэффициент ослабления лучей дымовыми газами.

Коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_r = 5,13 \varepsilon_g T_{g1}^3 \left[1 - (T_{sz} / T_{g1})^n \right] / (1 - T_{sz} / T_{g1}).$$

Расчет среднего температурного напора осуществлялся по формуле для многократного перекрестного тока:

$$\Delta t_c = \frac{-P \cdot R (t_{11} - t_{21})}{m \ln \{1 + R \ln(Z_{PR})\}}, \quad Z_{PR} = (R-1) / \{R - [(1-PR)/(1-P)]^{1/m}\} \quad (3.4)$$

где параметры P и R вычислялись следующим образом:

$$P = (t_{11} - t_{12}) / (t_{11} - t_{21}); \quad R = (t_{22} - t_{21}) / (t_{11} - t_{12}).$$

Коэффициент теплопередачи от дымового газа к воде учитывал кривизну стенки трубы. В табл.3.1 приведены результаты расчета характеристик экономайзера.

Таблица 3.1

| Результаты расчета | Q , МВт | Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, Вт/(м ² К) | | | | Δt , °С | F , м ² | n , шт | l_{z1} , м |
|--------------------|-----------|---|------------|------------|-------|-----------------|----------------------|----------|--------------|
| | | α_2 | α_1 | α_r | k_t | | | | |
| Краснощеков [10] | 42 | 4550 | 81,6 | 9,9 | 88,3 | 447 | 1070 | 86 | 77,5 |
| На ПК | 41,96 | 4708 | 83,6 | 11,4 | 93,0 | 441,7 | 1021,4 | 85 | 75,0 |

Методика «ручного» расчета характеристик экономайзера, в которой учитываются свойства сжигаемого топлива, изгибы труб и т. д., используемая в расчетах котлов весьма трудоемка. В ходе ее реализации возникает необходимость использования табличных данных для термодинамических свойств воды, физических характеристик продуктов сгорания, коэффициента тепловой эффективности водяного экономайзера.

В ходе автоматизации описанной методики зависимость удельного объема и энтальпии воды учитывались по интерполяционным формулам:

$$v = A_w + B_w p_1 + C_w p_1^2 + D_w p_1^4, \quad p_1 = 5 - p/10, \quad (\text{м}^3/\text{кг});$$

$$h_w = E_w + F_w p_1 + G_w p_1^2 + K_w p_1^4, \quad (\text{кДж/кг}).$$

Результаты «ручного» расчета и по разработанной программе в табл.3.2.

Поскольку интенсивность передачи теплоты от дымовых газов к воде невысока, то для увеличения поверхности теплообмена трубы экономайзеров снабжаются поперечным оребрением с наружной стороны. В результате экономайзеры становятся компактнее, чем гладкостенные.

При проектировании таких теплообменников актуальными являются вопросы определения их рациональных геометрических параметров. В зависимости от назначения теплообменника к нему предъявляется ряд дополнительных требований. Например, минимальные габаритные размеры.

Таблица 3.2

| Результаты расчета | Энтальпии дымовых газов и воды, кДж/кг | | | | Q_g , кДж/кг | t_{w2} , °С | Δt , °С |
|--------------------|---|------------|------------|----------|---------------------------|------------------------------|--------------------|
| | h_{g1} | h_{g2} | h_{w1} | h_{w2} | | | |
| Клаус [7] | 9533 | 7087 | 1206 | 1383,2 | 2426 | 310 | 138,6 |
| Данные ПК | 9528,1 | 7090, 3 | 2422,2 | 1250,4 | 1420,2 | 309,0 | 139,0 |
| Результаты расчета | Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, Вт/(м ² К) | | | | F_t , м ² | F_{pt} , м ² | N_{pt} , шт. |
| | $\alpha_{ге}$ | α_k | α_s | k_t | | | |
| Клаус [7] | 10,9 | 81,9 | 92,8 | 65,9 | 5106 | 1,284 | 5,0 |
| Данные ПК | 6,9 | 82,1 | 89,0 | 63,2 | 5570 | 1,136 | 7,0 |

В инженерной практике расчета развитых поверхностей теплообмена наибольшее распространение получил метод теплового расчета, который основывается на системе уравнений баланса тепловых потоков, передаваемых через сребренную стенку.

Общее количество переданной теплоты складывается из количества теплоты, отданного всеми ребрами и количества теплоты, отданного гладкой поверхностью между ребрами:

$$Q_{pc} = Q_p + Q_c = nQ_{p1} + \alpha_k 2\pi r_1 \vartheta_1 (L_t - n\delta_p).$$

Количество отведенной теплоты от одного ребра находится так:

$$Q_{p1} = -2\pi r_1 \lambda \delta_p \left(\frac{d\vartheta}{dr} \right)_{r=r_1} = 2\pi r_1 \lambda \delta_p m \vartheta_1 \psi,$$

$$\text{где } \psi = \frac{I_1(s_2)K_1(s_1) - I_1(s_1)K_1(s_2)}{I_0(s_1)K_1(s_2) + I_1(s_2)K_0(s_1)}, \quad m = \sqrt{2\alpha / \delta_p \lambda}.$$

Эффективность ребра этого профиля рассчитывается по выражению:

$$E_p = \psi \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)}.$$

При «ручных» расчетах используются номограммы для нахождения α_k , E_p , что вносит погрешность в результат. Для автоматизации подобной работы была составлена программа расчета характеристик сребренных экономайзеров. Значение α_k вычислялось по формуле, из нормативного метода, учитывающей высоту и шаг ребра. Расчет значений модифицированных функций Бесселя производился по интерполяционным формулам. Осуществлялось сравнение участков вычислений значений модифицированных функций Бесселя с табличными результатами. Эксплуатация этой программы показала, что с уменьшением толщины ребра снижается Q_{pc} , однако удельная теплопроизводительность ребра возрастает (рис. 3.2). Цифры над графиками обозначают: вариант 1 – $\delta_p = 5$ мм; 2 – $\delta_p = 1$ мм. При этом шаг ребра s_p уменьшался в таких пределах: вариант 1 – от 22 до 5 мм; вариант 2 – от 24 до 5 мм. Скорость дымовых газов принималась равной 9 м/с. Коэффициент теплоотдачи возрастал в следующих диапазонах: вариант

1 – от 38,6 до 57,2 Дж/(м²К), вариант 2 – от 36,7 до 56,5 Дж/(м²К), при этом значение $\alpha_T = 43,3$ Дж/(м²К).

Использование большего числа ребер приводит к увеличению E_T и слабому снижению эффективности ребра. Для более тонких ребер происходит уменьшение как E_p , так и E_T (рис. 3.3).

Снижение w_g в три раза при $\delta_p = 5$ мм привело к уменьшению α_k , α_T (рис. 3), а E_T снизилось до 6,4.

Однако крепление большего количества ребер при малом шаге между ними усложняет технологию изготовления и эксплуатации этого узла экономайзера.

Установлено, что в диапазоне реально используемых толщин ребер, скоростей обдува дымовыми газами не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью экономайзера котла.

Для определения оптимальной толщины радиального ребра прямоугольного профиля, отводящего максимальный тепловой поток, в [7] использовался аналитический метод анализа исходной целевой функции. Такой подход корректен, если рассматриваемая задача относится к задачам безусловной оптимизации. Однако в реальной ситуации имеются ограничения на размеры ребра, поэтому оптимизационная задача является условной. В диссертации был применен один из методов поиска для численного исследования целевой функции, используемый и для условных задач оптимизации.

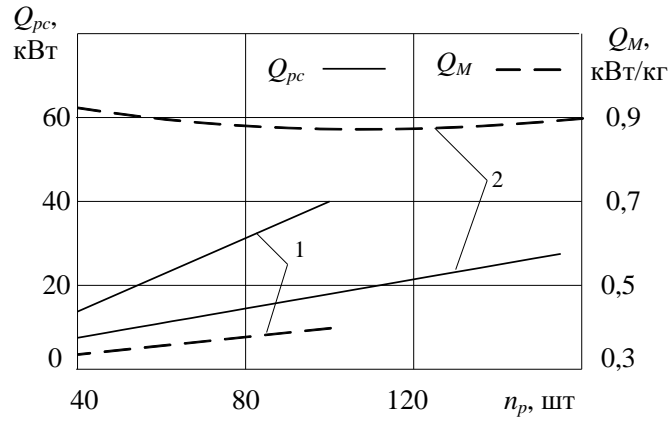


Рис. 3.2. Зависимость абсолютного и удельного количества теплоты от количества ребер при различной их толщине.

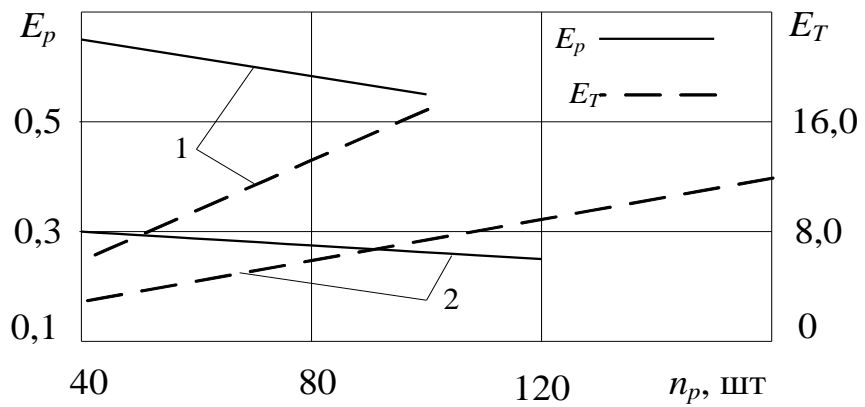


Рис. 3.3. Зависимость эффективности одиночного ребра и серебреной трубы от количества ребер

Как видно из представленных на рис. 3.5 результатов, экстремумов целевой функции в этом диапазоне изменения δ_p не наблюдается.

Рассмотрен вариант постановки условной задачи оптимизации. Необходимо определить оптимальную толщину радиального ребра, отводящего максимальное количество теплоты, чтобы $\delta_p \leq 4$ мм.

Используя зависимость $q_0 = f_1(\delta_p)$, изображенную на рис. 3.5, получаем, что толщине $\delta_p = 4$ мм соответствует $q_{\max} = 29$ Вт.

На рис. 3.6 показано влияние α на значение отведенной теплоты.

Кривая 1 соответствует исходному значению интенсивности охлаждения $\alpha = 42$ Вт/(м² К), в варианте 2 – $\alpha = 32$ Вт/(м² К). Видно, что достаточно широк диапазон толщин ребра, когда становится малым возрастание количества отведенной теплоты, т.е. $dq_0 / d\delta \approx 0$.

Соответствующее изменение эффективности ребра при варьировании его толщины представлено на рис. 3.7.

Разработана автоматизированная методика расчета характеристик конденсационного утилизатора теплоты и вариант оптимизации его характеристик по энергетическому критерию.

Расчет утилизатора теплоты производится на основе уравнения, выражающего зависимость теплового потока от разности энтальпии газов и энтальпии насыщенной парогазовой смеси при температуре стенки:

$$q = \beta(h_g - h_{s2})F_H = (\alpha_g / c_g)(h_g - h_{s2})F_h = \alpha_b(t_{s2} - t_b)F_b,$$

где F_h , F_b – наружная и внутренняя поверхности теплообмена, м²; t_w – температура воды, °С; h_g , h_{s2} – энтальпии газов и насыщенной парогазовой смеси при t_{s2} , кДж/кг, которые однозначно связаны аппроксимирующим соотношением:

$$h_{s2} = 18,8 \exp(0,0533 t_{s2}) + c_g (t_{gb} - t_p). \quad (3.5)$$

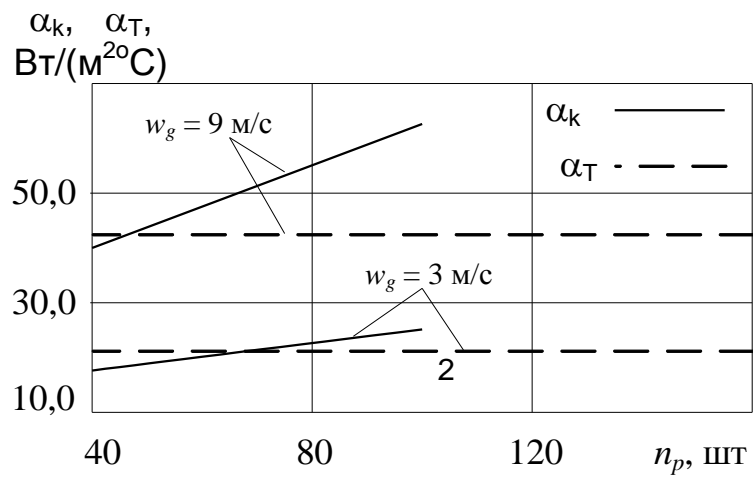


Рис. 3.4. Зависимость коэффициентов теплоотдачи гаванической и гладкой трубы от количества ребер

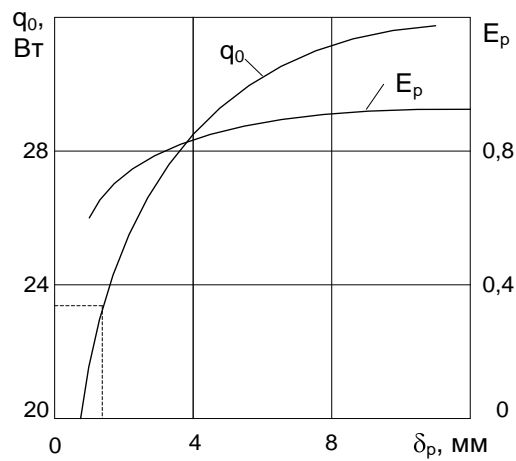


Рис. 3.5. Зависимость отведенной теплоты и эффективности радиального ребра от его толщины

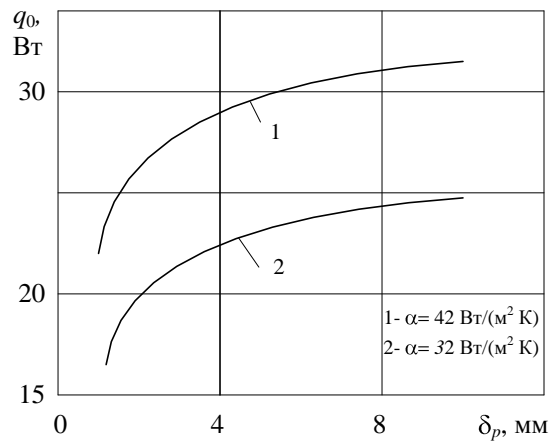


Рис. 3.6. Зависимость отведенной теплоты радиального ребра от его толщины при различных коэффициентах теплоотдачи

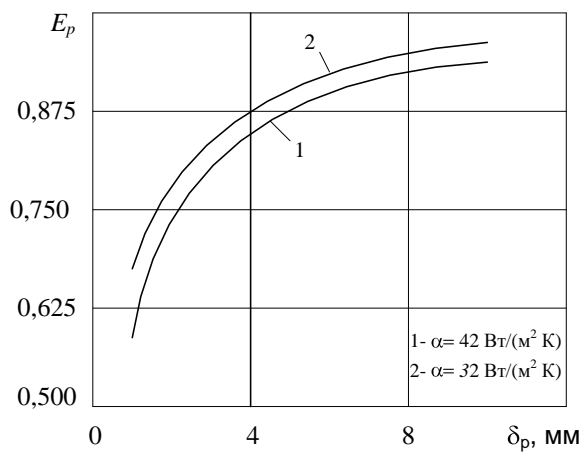


Рис. 3.7. Зависимость эффективности радиального ребра от его толщины при различных коэффициентах теплоотдачи

Уравнение (3.5) имеет неизвестную t_{s2} и решается методом итераций.

Значение t_p определяется (с точностью $\pm 0,1^\circ\text{C}$) по влагосодержанию газов x_0 с помощью интерполяционной зависимости:

$$t_p = 16,35 \ln(250 x_0).$$

Величина разности температур газов и стенки в граничном сечении по аналогии с поверхностными экономайзерами принимается равной $t_{gb} - t_p = 40 \dots 50^\circ\text{C}$.

Далее выполняется отдельный расчет сухой и конденсационной зон.

В сухой зоне начальная разность температур газов и стенки составляет $\Delta t_0 = t_{g0} - t_{sk}$, а конечная равна $\Delta t_k = 40 \dots 50^\circ\text{C}$.

Соответственно определяется средняя разность температур газов и стенки Δt_c и значение теплового потока.

Теплопроизводительность и поверхность нагрева сухой зоны определяются по соотношениям:

$$\Delta Q_c = G_{cg} (h_{g0} - h_{gb}) = c_w G_w (t_{wk} - t_{wb}); \quad F_c = \Delta Q_c / q_c,$$

где G_{cg} , G_w – массовые расходы сухих газов и воды, кг/с; c_w – теплоемкость воды, кДж/(кг К).

Теплопроизводительность и поверхность нагрева конденсационной зоны рассчитываются по уравнению $q_k = \beta \Delta h_c$, в котором в качестве расчетного значения Δh_c используется среднеинтегральное значение разности $(h_g - h_{s2})$. Текущее значение h_g выражается соотношением:

$$h_g = h_{g0} - B(t_{sk} - t_s), \tag{3.6}$$

$$\text{где } B = c_w G_w / G_{cg} = (h_{g0} - h_k) / [c_w (t_{sk} - t_{sb})].$$

После интегрирования с использованием (3.4) и (3.5), получено:

$$\Delta h_c = \int_{t_{s0}}^{t_{sb}} \frac{(h_g - h_{s2}) dt_s}{c_w (t_{sb} - t_{s0})} = h_{g0} - B t_{sk} + \frac{1}{2} B (t_{sb}^2 - t_{s0}^2) - \frac{35 [\exp(b_h t_{sb}) - \exp(b_h t_{s0})]}{(t_{sb} - t_{s0})}.$$

Для конденсационной зоны определяются теплопроизводительность ΔQ_k , тепловой поток q_k и поверхность теплообмена F_k :

$$\Delta Q_k = G_{cg}(h_{gb} - h_k) = c_w G_w (t_{wb} - t_{w0}), \quad q_k = \beta \Delta h_c, \quad F_k = \Delta Q_k / q_k.$$

Таблица 3.4. Результаты расчета параметров высокотемпературной ступени

| Параметры | Δh_{BC2} , кДж/(кгс.г.) | Q_{BC} , ГДж/ч | Δh_{BC} , кДж/(кгс.г.) | q_{BC} , МДж/(м ² ч) | F_{BC} , м ² |
|----------------------|------------------------------------|---------------------|-----------------------------------|--------------------------------------|------------------------------|
| Результаты «ручного» | 293 | 32,7 | 166 | 37 | 885 |
| Результаты ПК | 288,7 | 33,6 | 113,3 | 26,4 | 1270,2 |

Как видно, значения тепловосприятий высокотемпературной ступени и низкотемпературной ступени при средней отопительной нагрузке Q_{ot} оказались близкими между собой. При снижении Q_{ot} тепловосприятие высокотемпературной ступени увеличивается, а при повышении Q_{ot} – уменьшается, достигая своего минимума 10...12 %), как показали расчеты, выполненные «вручную», при $Q_{ot} = 1$. Это объясняется переходом всей поверхности высокотемпературной ступени на работу в режим сухого охлаждения.

Как видно из описанной методики, она достаточно громоздка и поэтому целесообразно ее автоматизировать.

Алгоритм был реализован в виде программы, с добавлением блока вычисления коэффициента конвективной теплоотдачи при поперечном омывании коридорных пучков труб.

Результаты исследования отклонения температуры обратной воды от среднего значения, отражены в данных табл. 3.6.

Таблица 3.6

| Параметры | F_{BC} , м ² | F_{HC} , м ² | F_C , м ² | $\Delta \eta$, % | ΔQ , % |
|-------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|-------------------|----------------|
| $\tau_2 = 48$ °С, | 1361,5 | 1316,2 | 2677,8 | 13,3 | 16,4 |
| $\tau_2 = 50$ °С, | 1313,6 | 1062,8 | 2376,5 | 12,3 | 15,3 |
| $\tau_2 = 52$ °С, | 1238,0 | 875,3 | 2113,4 | 11,3 | 14,0 |

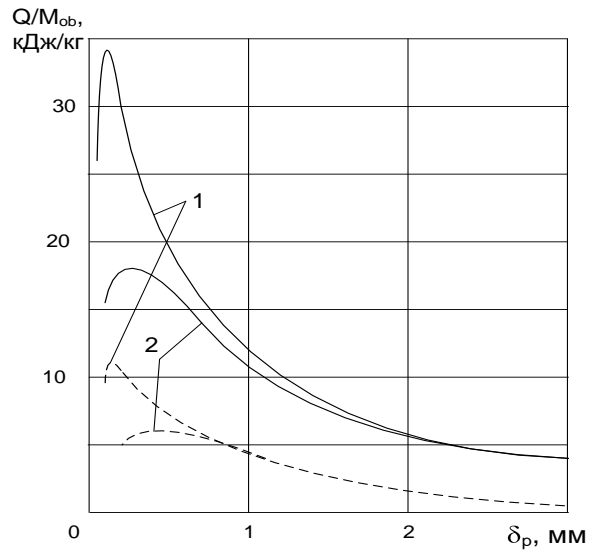


Рис. 3.8. Зависимость оптимальной высоты от толщины ребер из алюминия (сплошные линии) и чугуна (пунктирные) при различных шагах

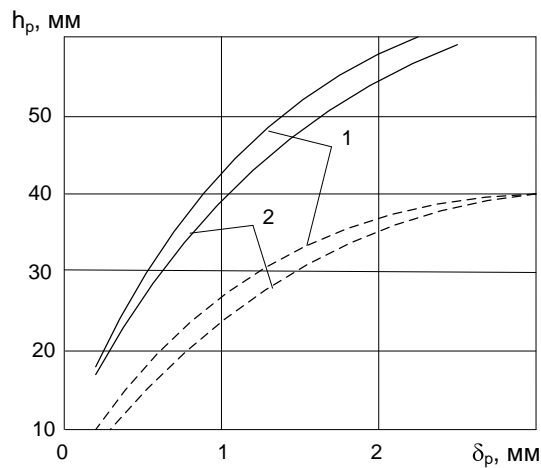


Рис. 3.9. Зависимость удельной массовой теплопроизводительности конденсационного поверхностного утилизатора теплоты от толщины ребра при различном шаге ребер из алюминия (сплошные линии) и чугуна (пунктирные линии): 1 – $s_p = 5$ мм; 2 – $s_p = 13$ мм

Как видно, изменения τ_2 на 2 °С оказывают большое влияние на площадь поверхности теплообмена низкотемпературной ступени и суммарной площади поверхности теплообмена. Соответственно этот фактор приводит к изменению металлоемкости. Аналогичным образом осуществляется анализ влияния других параметров, использованных в описанной методике расчета.

В приближенной методике расчета оптимальных конструктивных характеристик ребристых утилизаторов теплоты для котлов, предложенной в [8], оптимальная толщина ребра рассчитывалась по формуле для плоской стенки с использованием поправочного коэффициента.

В качестве целевых функций использовались уравнения для удельных: объемной теплопроизводительности, Вт/м³,

$$Q/V_{ob} = \alpha_k (3,23 - 0,236 h_p / r_1) / [s_p (2 + r_1 / h_p + h_p / r_1)] \quad (3.7)$$

и массовой, Вт/кг,

$$\frac{Q}{M_{ob}} = \frac{2,02(1 - 0,163\sqrt{h_p / r_1})}{\rho_m [h_p^3 / \lambda r_1 + 2h_p^2 / \lambda + 1,18\delta_s s_p / (\alpha h_p)]} \quad (3.8)$$

Для выявления оптимальной величины использован метод приравнивания к нулю первой производной уравнений (3.7) и (3.8) по r_1 при фиксированных значениях остальных параметров. Получено трансцендентное уравнение:

$$\frac{C_3(5,97h_p - 1,32)}{r_1^{0,46}} + \frac{0,27C_3h_p}{r_1^{1,46}} + \frac{(2,44 + C_1 + 0,178C_2h_p)}{r_1^2} = 49,6C_3r_1^{0,54}; \quad (3.9)$$

$$C_1 = \frac{\rho_m h_p^3}{\lambda}, \quad C_2 = \frac{\rho_m 2h_p^2}{\lambda}; \quad C_3 = \frac{2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,256 \rho_m s_p^{0,67}}{h_p^{0,86} w_g^{0,65}}.$$

Предложено выражение для определения оптимальной толщины ребра в виде:

$$\delta_p = \alpha_k \left\{ h_p \left[1 + 0,35 \ln(h_p + Ah_p^2) / Ah_p^2 \right] \right\} / \lambda.$$

Оптимальные толщины ребер приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.7

| Толщина ребра, мм: | Высота ребра, мм | | | | |
|-----------------------|------------------|------|------|----------|------|
| | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 |
| чугун | 0,23 | 0,75 | 1,63 | 2,5 5 | 3,85 |
| алюминий | 0,07 | 0,23 | 0,45 | 0,7 5 | 1,12 |
| нержавеющая сталь | 0,35 | 1,2 | 2,1 | 4,2 | 5,1 |

Полученные результаты численного решения трансцендентного уравнения представлены на рис. 3.8.

Коэффициент теплоотдачи находился по аппроксимационному выражению, а коэффициент оребрения вычислялся по формуле. Кривые с номером 1 соответствуют шагу между ребрами – 5 мм, кривые с номером 2 – $s_p = 13$ мм.

На рис. 3.9 изображены соответствующие значения удельной массовой теплопроизводительности утилизатора теплоты. Максимальные значения удельной массовой теплопроизводительности утилизатора теплоты достигаются при таких малых толщинах ребер, которые не применяются в котельных агрегатах.

Разработанные алгоритмы расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева могут быть использованы в методике диагностирования технического состояния низкотемпературных поверхностей нагрева, устанавливающей отклонение выбранного диагностического показателя от значения, рассчитанного по математической модели для конкретных эксплуатационных условий теплообменников.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. По результатам сравнительных испытаний с плоским в холодное время года трубчато вакуумный коллектор не оправдал ожидания о более высоком уровне выработки тепловой энергии. Плоский коллектор оказался лучше вакуумного в целом по периоду в пересчете на единицу общей площади. А так же, в пересчете на апертурную площадь, плоский выработал больше тепловой энергии в самые холодные зимние месяцы, что объясняется влиянием изморози на трубчато-вакуумированным коллекторе.

2. В сфере котельного оборудования для промышленных и жилых объектов для оптимизации потребления газа предпочтительны паровые котлы конденсационного типа, они позволяют дополнительно на $7\div 9\%$ увеличить эффективность, связанную с использованием теплоты, образуемой при конденсации паров для нагрева теплоносителя.

3. Составлен алгоритм расчета характеристик низкотемпературных поверхностей нагрева конденсационного утилизатора теплоты водогрейных котлов. Установлено, что в диапазоне реально используемых толщин ребер, скоростей обдува дымовыми газами не обеспечиваются максимальные значения суммарной и удельной массовой теплопроизводительности, отводимой развитой поверхностью контактного экономайзера котла.

4. На основе автоматизированной методики теплового расчета конденсационных утилизаторов теплоты уходящих газов установлено, что отклонение температуры обратной воды на один-два градуса от номинального значения, приводит к изменению площади поверхности теплообмена низкотемпературной ступени на $23,8\%$.

5. Реализована методика расчета эффективных характеристик гальванических поверхностей нагрева утилизаторов теплоты, основанная на численном решении условной задачи оптимизации, которая дает заниженные на $23\div 25\%$ по сравнению с приближенной методикой значения массы расходуемого металла теплообменника.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Разработка высокоэффективных топливно-солнечных технологий для модернизации промышленных котельных. Отчет по НИР ФА-А13-Ф112. Институт энергетики и автоматики, Ташкент, 2009 г.
2. Научно-прикладной справочник по климату СССР сер.3, ч.1-6, вып. 19, кн.1, Л. Гидрометеиздат, 1989, 279 с.
3. КМК 2.04.16-96 ГК РУз по архитектуре и строительству «Установки солнечного горячего водоснабжения, г.Ташкент, 1996, 13 с.
4. СНиП 2.04-86 «Тепловые сети», г.Москва, 1986
5. Харченко Н.В., Никифоров В.А. Оптимизация гелио-топливной системы теплоснабжения. //Промышленная теплоэнергетика, 1981, т.3, №4, сс.103-108.
6. Козлов В.Б., Рудяк Ю.б. Оптимизационная модель системы солнечный водонагреватель-аккумулятор-потребитель с переменным расходом теплоносителя// Гелиотехника, 1978, №5.сс 52-57.
7. Назарова Г.Р. Комбинированная солнечная установка для теплоснабжения на основе плоских коллекторов. Автореф.дис....канд.техн.наук - Ашхабад, 1987. -21 с.
8. Рындин Д. Основы конденсационной техники. Энергоатомиздат. М. 2006
9. Аvezов Р.Р., Анарбаев А.И., Захидов Р.А. Моделирование двухконтурных систем солнечного теплоснабжения // Гелиотехника. 2004.№2. сс.35-40.
10. Насонов Е.А., Крюкова Использование солнечной энергии в цикле топливной котельной. Гелиотеплоснабжение и утилизация тепла в гражданском строительстве. Сб.науч.трудов ТашЗНИИЭПа. Ташкент, 1986. сс.3-11
11. Насонов Е.А., Крюкова Т.И., Аvezов Р.Р., Рузимурадов Б. Результаты испытаний солнечно-топливной котельной // Гелиотехника. 1988. №3. С.69-75.
12. Аvezов Р.Р., Орлов А.Ю. Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. Ташкент. ФАН.1988. 288 с.

13. Сарнацкий Э.В., Константинов Ю.А., Заваров А.И., Рабинович М.Д., Ферг А.Р. Использование солнечной энергии для теплоснабжения зданий. Киев. Будівельник. 1985. 104с.
14. Васильева И.М., Рабинович М.Д. Солнечно-топливные и солнечно-электрические котельные. В кн. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения (под ред. Э.В.Сарнацкого и С.А.Чистовича). М.: Стройиздат. 1990. с.89-103.
15. Бутузов В.А., Мацко А.Н. Разработка и эксплуатация солнечно-топливных котельных // Промышленная энергетика. 1991. №1. с.4-7.
16. Авезов Р.Р., Авезова Н.Р. Методика расчета площади поверхности двухконтурных гелиоприставок солнечно – топливных котельных. Материалы международной конференции “Фундаментальные и прикладные вопросы физики” НПО Физика-Солнце АН РУз. Ташкент: 2006, октябрь, сс. 48-50.
17. Даффи Дж.А., Бекман У.А.. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. М., Изд. «Мир», 1977, 420 с.
18. Бекман У., Клейн С., Даффи Дж. Расчет систем солнечного теплоснабжения.М.: Энергоиздат,1982, 80 с.
19. Анарбаев А.И., Захидов Р.А., Короли М.А., Таджиев У.А.. Вопросы энергосбережения на промышленных котельных. Международная научно-практическая конференция «Инновация-2009». Сборник статей. Ташкент, 2009 г., сс. 149-150.
20. Анарбаев А.И., Захидов Р.А., Талибджанов З.С., Чембарисов Р.И.. Исследования теплопроизводительности солнечно-топливной системы горячего водоснабжения. Узбекский журнал «Проблемы информатики и энергетики», №2, 2010.сс.31-35.
21. Захидов Р.А., Анарбаев А.И.. Оценка комбинированного использования тепловых насосов и солнечных установок для энергоснабжения жилых объектов Международный журнал «Гелиотехника», №4, 2010.
22. Анарбаев А.И., Короли М.А., Бердалиева Г.. Теплопроизводительность различных типов солнечного коллектора для водонагревательных систем.

Сборник научных статей международной научной конференции “Инновация-2010”, 21 – 23 октября 2010 г., Ташкент. сс.162-163.

23. Анарбаев А.И., Утепова А., Короли М.А.. Вопросы оптимизации режимов работы комбинированной солнечно-топливной котельной. Республиканская научно-техническая конференция «Современные проблемы энергетики и использование возобновляемых источников энергии. ТГТУ. 15-16 октябрь 2010. Ташкент. сс.138-142.

24. Усманов Ш.Ш., Анарбаев А.И., Захидов Р.А.. Экспериментальная солнечная водонагревательная установка. Сборник трудов международной конференции «Фундаментальные и прикладные вопросы физики». ФТИ АН РУз. 24-25 ноября 2010 г. Ташкент.

25. Захидов Р.А., Анарбаев А.И.. Система тепло- и хладоснабжения на основе солнечной теплонасосной установки. Сборник трудов международной конференции «Фундаментальные и прикладные вопросы физики». ФТИ АН РУз. 24-25 ноября 2010 г. Ташкент.

26. Анарбаев А.И., Хужанов Р. Перспективы солнечно-топливных технологий в Узбекистане. Международная конференция EuroSun 2010, 28.09-1.10.2010, Грац, Австрия. <http://cms.eurosun2010.org/paperdownload> 115 Prospects of Solar Fuel Technologies in Uzbekistan.

27. S. Muller, C. Trinkl, W. Zorner, C. Alt, C. Stadler: Messtechnischer Vergleich von Vakuumrohren-und Flachkollektoren im Hinblick auf Brauchwasserbereitung und Heizungsunterstützung in einem Zweifamilienhaus, 14. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz/Bad Staffelstein (D), 12.-14.05.2004

28. C. Trinkl, W. Zorner: Vakuumrohren-und Flachkollektoren im Vergleich, Erneuerbare Energien 1/2005, pp. 58-60

29. C. Trinkl, W. Zorner, C. Alt, C. Stadler: Das praktische Verhalten von Vakuumrohren- und Flachkollektoren im Hinblick auf Brauchwasserbereitung und Heizungsunterstützung, 15. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz/Bad Staffelstein (D), 27.-29.04.2005.

**Программа расчетов процессов тепло- и массообмена продуктов сгорания
в газоотводящих трубах.**

```

PRINT " raschet processov teplo - i massoobmena v gazootvodyawih trubah "
PRINT
PRINT " 1 - raschet 2-x sloynoy dimovoy trubi s L1 = 0.47 i L2 = 0.7 "
PRINT
INPUT "   vaw vibor"; WER
PRINT
IF WER = 1 THEN l = 1.25: x = .01: v = 10: Tn = -40: t5 = 150: t6 = 40
IF WER = 1 THEN d12 = 3: d22 = 4.88: d11 = 4.02: d21 = 6.42: T = 10
IF WER = 1 THEN H = 60" L1 = .47: L2 = .7
IF WER = 2 THEN l = 1.25: X = .01: v = 7: Tn = -40: t5 = 150: t6 = 40
IF WER = 2 THEN d12 = 1: d22 = 1.34: d11 = 1.5: d21 = 2.96: T = 10
IF WER = 2 THEN H = 30: Ltr = .7
PRINT " pri etom Ntr="; H; "m"
FOR qwe = 1 to 100000: next qwe
CLS
2 pi = 3.1415926#
  E = 2.718282
  d1 = (2 * d12 * d22) / (d12 + d22)
  d2 = (2 * d11 * d21) / (d11 + d21)
  dc = .5 * (d1 + d2)
  dln = dl + 2 - .17
  CY1=1.049075+ .0001948#*t5+1.619*(10^(-7))*(t5^2)
  CY2=1.049075+ .0001948#*t6+1.619*(10^(-7))*(t6^2)
  X1 = (.13 + X * 1) / (1 - .058)
  X2 = ((.0006382+ .004 * 1) * E^ (.062 * t6)) / (.199 + 1)
  for d = 0 to 1.01 step .1
    if d = .9000001 then d = .9
    if d = .8000001 then d = .8
    st = .1
    t31 = t6 - 1
22 t31 = t31 + st
    COC = 1.049075 + .0001948# * t31 + 1.619 * (10^(-7)) * (t31^2)
    t3 = d * t5 * (CY1 / COC) + (1 -d) * t6 * (CY2 / COC)
    IF INT (t31 * 10) / 10 < int ((t3 + .2) * 10) / 10 AND
    INT (t31 * 10) / 10 > int ((t3 - .2) * 10) / 10 then 12 else 22 12 SS = .01
    t4 =t3
7  t4 = t4 - SS
    IF WER = 1 then Lna = 6.3 * (1.7 * 4.5)^.66
    IF WER = 2 then Lna = 6.3 * (1.28 * 4.5)^.66

```

```

lga = (2.278 + (8.836 * 10 ^ (-3)) * t4 - (2.143 * 10 ^ (-7)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-2)
nu = (12.16 + 8.574 * (10 ^ (-2)) * t4 + 8.721 * (10 ^ (-5)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-6)
Lbk = (lga / d12) * .021 * ((v * d12 / nu) ^ .8) * (.702 ^ .44) * 1.02
Lb = 5.25 + Lbk
IF WER = 1 then KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(din / d1) / (2 * L1)) +
(LOG(d2 / din) / (2 * L2)) + (1 / Lna * d2)))
IF WER = 2 then KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(d2 / d1) / (2 * Ltr)) + (1 / (Lna
* d2)))
K = KL / d1
F = pi * dc * H
N = KL * pi * H
C = 1.049075 + 0001948# * t4 + 1.619 * (10 ^ (-7)) * (t4 ^ 2)
p = (1.25 * 273.15) / (273.15 + .5 * (t4 + t3))
G = (pi * d12 * V * p * 3600) / 4
t2 = INT((37.1 * LOG(((1000 * (1 - d) * X2)) / (3.77 + .085 * 1))) / 2.302585) *
100) / 100
t1 = INT((Tn + (d * (CY1 / COC) * t5 + (1 - d) * (CY2 / COC) * t6 - Tn) * (1 - (K
/ Lb)) * E^((-3.6 * M) /
(G * COC))) * 100) / 100
t41 = INT((Tn + (t3 - Tn) * E^((-3.6 * M) / * COC))) * 100) / 100
t71 = t41 - KL * (t41 - Tn) * ((1 / KL) - (1 / (Lna * d2)))
QL = KL * pi * (t41 - Tn)
IF WER = 1 THEN tc1 = INT((t41 - (QL / pi) * ((1 / (Lb * d1)) + LOG(din / d1) /
(2 * L1))) * 100) / 100
EO = 3000
IF WER = 1 THEN IKL = .000005 * (tc1 - t71) * (din / d2)
IF WER = 2 THEN IKL = .000005 * (t1 - t71) * (d1 / d2)
SKL = .165 * IKL * EO
IF INT(t41 * 10) / 10 <> INT(t4 * 10) / 10 then 7 Xo = d * X1 + (1 - d) * X2
IF WER = 1 THEN PRINT "pri d="; d; "tp="; t2; "tct.og.="; t1; "tr.og.="; t41;
"tg.osn.="; t3; "tcl="; tcl; "Xosn.="; Xo; "tst.n.="; t71; "SKL="; SKL
IF WER = 2 THEN PRINT "pri d="; d; "tp="; t2; "tct.og.="; t1; "tg.og.="; t41;
"tg.osn.="; t3; "Xosn.="; Xo; "tst.n.="; t71; ;SKL="; SKL
NEXT d
REM 3 A$ = inkey$
REM if A$ <> " " then 3
3 INPUT "Proizvodit' raschet optimal'nih znacheniy (1-da; 2-net)"; OPT
IF OPT = 2 then goto 123
SS = .1
FOR U = 0 to 1 step .01
FOR d = 0 to 1.1 step .1
st = .1
t31 = t6 - .1
29 t31 = t31 + st

```

```

COC = 1.049075 + .0001948# * t31 + 1.619 * (10 ^ (-7)) * (t31 ^ 2)
t3 = d * t5 + (CY1 / COC) + (1 - d) * t6 * (CY2 / COC)
IF INT(t31 * 10) / 10 < INT((t3 + .2) * 10) / 10 and INT(t31 * 10) / 10 > INT((t3 -
.2) * 10) / 10 then 13 else 29 13 SS = .01
t4 = t3
67 t4 = t4 - SS
IF WER = 1 then Lna = 6.3 * (1.7 * 4.5) ^ .66
IF WER = 2 then Lna = 6.3 * (1.28 * 4.5) ^ .66
lga = (2.278 + (8.836 * 10 ^ (-3)) * t4 - (2.143 * 10 (=7)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-2)
nu = (12.16 + 8.574 * (10 ^ (-2)) * t4 + 8.721 * (10 ^ (-5)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-6)
Lbk = (lga / d12) * .021 * ((v * d12 / nu) ^ .8) * (.702 ^ .44) * 1.02
Lb = 5.25 + Lbk
IF WER = 1 then KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(din / d1) / (2 * L1)) +
(LOG(d2 / din) / (2 * L2)) + (1 / (Lna * d2)))
IF WER = 2 then KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(d2 / d1) / (2 * Ltr)) + (1 / (Lna
* d2)))
K = KL / d1
F = pi * dc * H
M = KL * pi * H
p = (1.25 * 273.15) / (273.15 + .5 * (t4 + t3))
G = (pi * d12 * v * p * 3600) / 4
t41 = INT((Tn + (t3 - Tn) * E ^ ((-3.6 * M) / (G * COC))) * 100 / 100
IF INT(t41 * 10) / 10 <> INT(t4 * 10) / 10 THEN 67
A = (INT((Tn + (V * 1 * t5 + (1 - U) * 1 * t6 - Tn) * (1 - (K / Lb)) * E ^ ((-3.6 *
M) / (G * COC))) * 10)) / 10
B = (INT((37.1 * LOG((1000 * (U * X1 + (1 - U) * X2)) / (3.77 + .085 * 1)) /
2.302585) * 10)) / 10
J = B + T
IF A < J + .1 AND A > J - .1 THEN GOTO 4 ELSE 5
5 NEXT d
NEXT U
4 CLS
PRINT "      pri d="; U; "soblyudaets9 ravenstvo : tst.og. tp. + dt"
Y = U
PRINT
PRINT "      v etom sluchae :"
st = .1
t31 = t6 - .1
28 t31 = t31 + st
COC = 1.049075 + .0001948# * t31 + 1.619 * (10 ^ (-7)) * (t31 ^ 2)
t3 = Y * t5 * (CY1 / COC + (1 - Y) * t6 (CY2 / COC)
IF INT(t31 * 10) / 10 < INT((t3 + .2) * 10) / 10 AND
INT (t31 * 10) / 10 > INT((t3 - .2) * 10) / 10 THEN 14 ELSE 28
14 SS = .1

```

```

t4 = t3
87 t4 = t4 - SS
IF WER = 1 THEN Lna = 6.3 * (1.7 + 4.5) ^ .66
IF WER + 2 THEN Lna = 6.3 * (1.28 * 4.5) ^ .66
lga = (2.278 + (8.836 * 10 ^ (-3)) * t4 - (2.143 * 10 ^ (-7)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-2)
nu = (12.16 + 8.574 * (10 ^ (-2)) * t4 + 8.721 * (10 ^ (-5)) * t4 ^ 2) * 10 ^ (-6)
Lbk = (lga / d12) * .021 * ((v * d12 / nu) ^ .8) * (.702 ^ .44) * 1.02
Lb = 5.23 + Lbk
IF WER = 1 THEN KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(din / d1) / (2 * L1)) +
(LOG(d2 / din) / (2 * L2)) + (1 / (Lna * d2)))
IF WER = 2 THEN KL = 1 / ((1 / (Lb * d1)) + (LOG(d2 / d1) / (2 * Ltr)) + (1 /
(Lna * d2)))
K = KL / d1
F = pi * dc * H
M = KL * pi * H
p = (1.25 * 273.15) / (273.15 + .5 (t4 + t3))
G = (pi * d12 * d12 * v * p * 3600) / 4
t41 = INT(t41 * 10) / 10 <> INT(t4 * 10) / 10 THEN 87
t1 = Tn + (Y * 1 * t5 + (1 - Y) * 1 * t6 - Tn) * (1 - (K / Lb)) * E ^ ((-3.6 * M) / (G
* COC))
t2 = 37.1 * LOG((1000 * (Y * X1 + (1 - Y) * X2)) / (3.77 + .085 * 1)) / 2.302585
Xo = Y * X1 + (1 - Y) * X2
t71 = t41 - KL * ((1 / KL) - (1 / (d2 * Lna))) * (t41 - Tn)
QL = KL * pi * (t41 - Tn)
IF WER 1 THEN tc1 = INT(((t41 - (QL / pi) * ((1 / Lb * d1)) + LOG(din / d1) / (2 *
L1))) * 100) / 100
IF WER 2 THEN tc1 = INT(((t41 - (QL / pi) * ((1 / Lb * d1)) + LOG(din / d1) / (2 *
Ltr))) * 100) / 100
EO = 3000
IF WER = 1 THEN IKL = .000005 * (tc1 - t71) * (din / d2)
IF WER = 2 THEN IKL = .000005 * (t1 - t71) * (d1 / d2)
SKL = .165 * IKL * EO
PRINT " * tg.ocH="; t3
PRINT
PRINT " * tg.og="; t41
PRINT
PRINT " * XocH="; Xo
PRINT
PRINT " * tcT.og="; t1
PRINT
PRINT " * tp="; t2
PRINT
PRINT " * tcT.H="; t71
PRINT

```

```
PRINT " * SKL ="; SKL
PRINT
PRINT " * OxJla)|(deHue yx.ga3o|3 tg.ocH.-tg.og.="; t3-t41
PRINT
PRINT " - Tlpu dt = "; T
PRINT " - Tlpu Tyx' = "; t5
PRINT " - Tlpu Tyx' ' = "; t6
PRINT " - Tlpu Vg.= "; v
123 CLS
END
```